

SVEUČILIŠTE U ZAGREBU
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE

**SIGURNOST KONSTRUKCIJE SPREMNIKA NA
BRODOVIMA ZA PRIJEVOZ UKAPLJENOG PLINA**

DOKTORSKA DISERTACIJA

Mentor: akademik Ivo Senjanović

Smiljko Rudan

ZAGREB, 2006.

PODACI ZA BIBLIOGRAFSKU KARTICU

UDK: 629.5.620.1

Ključne riječi: brodovi za prijevoz ukapljenog plina, brodska konstrukcija, nezavisni spremnici, dvodijelni spremnici, opterećenje spremnika, nesavršenost izrade, koncentracija naprezanja, teorija ljsaka, metoda konačnih elemenata, visokociklički zamor, niskociklički zamor, spektralna analiza

Znanstveno područje: TEHNIČKE ZNANOSTI

Znanstveno polje: Brodogradnja

Institucija u kojoj je rad izrađen: Fakultet strojarstva i brodogradnje
Sveučilište u Zagrebu

Mentor rada: akademik Ivo Senjanović

Broj stranica: 170

Broj slika: 96

Broj tablica: 28

Broj korištenih bibliografskih jedinica: 92

Datum obrane:

Povjerenstvo: dr. sc. Jurica Sorić, red. profesor

akademik Ivo Senjanović

dr. sc. Većeslav Čorić, red. profesor

dr. sc. Slobodan Kralj, red. profesor

dr. sc. Nenad Vulić, Hrvatski registar brodova, docent, FESB, Split

Institucija u kojoj je rad pohranjen: Fakultet strojarstva i brodogradnje, Zagreb
Nacionalna i sveučilišna knjižnica, Zagreb

Zahvala

Zahvaljujem profesoru i mentoru, akademiku Ivi Senjanoviću na trajnoj podršci tijekom izrade ovog rada, dobrim smjernicama, korisnim savjetima i na znanju kojeg uvijek nesebično dijeli.

Zahvaljujem članovima povjerenstva za ocjenu i obranu ovog rada, na strpljenju pri čitanju i recenziji ovog rada, te korisnim primjedbama koje su ovaj rad učinile boljim.

Zahvalu upućujem poštovanim kolegama sa Zavoda za brodogradnju i pomorsku tehniku na našim stručnim i onim manje formalnim druženjima, koja su sastavni i dragocjeni dio jednog važnog i lijepog dijela mog života.

Posebno zahvaljujem kolegi Stipi Tomaševiću i kolegici Ani Mariji Ljuštini na tehničkoj i svakoj drugoj pomoći u izradi ovog rada.

Od srca zahvaljujem svojoj obitelji, svojim najbližima.

SADRŽAJ

<i>Sadržaj</i>	<i>i</i>
<i>Predgovor</i>	<i>v</i>
<i>Sažetak rada</i>	<i>vi</i>
<i>Summary</i>	<i>vii</i>
<i>Ključne riječi - Key words</i>	<i>viii</i>
<i>Popis važnijih oznaka</i>	<i>ix</i>
<i>Popis slika</i>	<i>xi</i>
<i>Popis tablica</i>	<i>xiv</i>
1. Uvod	1
2. Prijevoz ukapljenog plina morem – brodovi i spremnici	7
2.1 Ukapljeni plin.....	7
2.2 Osnovne značajke LNG i LPG brodova	7
2.3 Rizici korištenja ukapljenog prirodnog i petrolejskih plinova.....	8
2.4 Pomorski prijevoz ukapljenih plinova.....	8
2.4.1 Prijevoz plina pri temperaturi okoline, pod visokim tlakom	9
2.4.2 Prijevoz djelomično ohlađenog plina, pod umjerenim tlakom	9
2.4.3 Prijevoz potpuno rashlađenog plina, pod atmosferskim tlakom	10
2.5 Ponuda i potražnja – LPG	10
2.6 Flota LPG i LNG brodova	11
2.7 Spremnici plina na LPG i LNG brodovima	13
2.7.1 Integralni spremnici	14
2.7.2 Membranski spremnici	14
2.7.3 Polu-membranski spremnici	14
2.7.4 Nezavisni ili samostojeći spremnici	14
2.8 Konstrukcijske značajke spremnika.....	16
2.8.1 O pravilima	16
2.8.2 Općenito o konstrukciji brodova za prijevoz ukapljenog plina	16
2.8.3 Sposobnost preživljavanja broda	17
2.8.4 Osnivanje spremnika	17
2.8.5 Projektna opterećenja	18
2.8.6 Pljuskače.....	18
2.9 Materijali i izolacija spremnika	19
3. Osnove teorije tankih rotacijskih ljuski	20

3.1	Vektorski opis rotacijske ljuske	20
3.2	Deformacija ljuskastog elementa	22
3.3	Jednadžbe ravnoteže sila i momenata	25
3.4	Jednadžbe kompatibilnosti deformacija	26
3.5	Jednadžbe sila i pomaka	28
3.5.1	Cilindrična ljuska.....	30
3.5.2	Konusna ljuska	31
3.5.3	Sferna ljuska	32
3.5.4	Torusna ljuska	33
4.	Problem koncentracije naprezanja.....	34
4.1	Strukturni modeli	34
4.2	Naprezanja u analizi čvrstoće i zamora.....	35
4.3	Problem ekstrapolacije naprezanja	36
5.	Zamor brodskih konstrukcija	39
5.1	Fizikalne osnove zamora materijala	39
5.2	Problem zamora u brodskim konstrukcijama	41
5.3	Analiza zamora	42
5.3.1	Metoda kumulativnog oštećenja	42
5.3.2	Mehanika loma	42
5.3.3	Vjerojatnosna metoda određivanja pouzdanosti	42
5.4	Postupci analize zamora.....	43
5.4.1	Pojednostavljeni postupak	43
5.4.2	Spektralna analiza zamora	44
6.	Valno opterećenje.....	46
6.1	Pojednostavljeni proračun valnog opterećenja.....	46
6.2	Deterministički opis stanja mora linearnom valnom teorijom.....	48
6.2.1	Potencijal brzine	48
6.2.2	Hidrodinamički rubni uvjeti	48
6.2.3	Teorija harmonijskih progresivnih valova	49
6.2.4	Odziv konstrukcije na harmonijskom valu	49
6.2.5	Pridružena masa, hidrodinamičko prigušenje i povratna sila	50
6.2.6	Valne sile i momenti.....	52
6.2.7	Jednadžbe njihanja krutog tijela na harmonijskom valu.....	52
6.2.8	Vrpčasta metoda	53
6.3	Spektralna metoda opisa stanja mora	53
6.3.1	Osnovne definicije teorije vjerojatnosti.....	53
6.3.2	Slučajni procesi	54
6.3.3	Matematički opis valnog spektra oceana	58
6.3.4	Ponašanje broda na uzburkanom moru.....	58
6.3.5	Kratkoročna razdioba vršnih vrijednosti odziva	59
6.3.6	Dugoročna razdioba vršnih vrijednosti odziva	60
7.	Visokociklički zamor.....	62
7.1	Standardne S-N krivulje	62

7.1.1	UK DEn (HSE) S-N krivulje	62
7.1.2	IIW S-N krivulje	63
7.2	Univerzalne S-N krivulje	64
7.3	Određivanje zamornog vijeka korištenjem S-N krivulja.....	65
7.4	Određivanje zamornog vijeka strukturnog detalja.....	66
8.	Niskociklički zamor.....	68
8.1	Metoda raspona lokalnih deformacija.....	68
8.1.1	Niskociklički zamorni testovi	70
8.1.2	Empirijski izrazi za proračun lokalnih raspona deformacija	71
8.1.3	Nelinearna FEM analiza niskocikličkog zamora	72
8.2	Metoda raspona pseudoelastičnih naprezanja.....	74
9.	Kumulativno djelovanje niskocikličkog i visokocikličkog zamora.....	77
9.1	"Kreni-stani" model.....	77
9.2	Model Urm <i>et al.</i> [8].....	81
10.	Primjer 1 – Koncentracija naprezanja u cilindričnoj ljusci.....	83
10.1	Značajke cilindričnog spremnika.....	83
10.2	Teorijska analiza	83
10.2.1	Cilindrična ljuska	83
10.2.2	Sferna ljuska.....	85
10.3	Analiza metodom konačnih elemenata	87
10.3.1	Cilindrična ljuska	89
10.3.2	Torusna ljuska	89
10.3.3	Sferna ljuska.....	89
10.4	Korelacijska analiza	89
11.	Primjer 2 – Nesavršenost Y-spoja dvodijelnih spremnika.....	91
11.1	Značajke dvodijelnog spremnika	91
11.2	Teorijska analiza	91
11.2.1	Savršeni Y-spoj uzdužne pregrade i cilindričnih ljuski.....	91
11.2.2	Nesavršeni Y-spoj uzdužne pregrade i cilindričnih ljuski.....	92
11.3	Sanacija ekscentriciteta Y-spoja na dvodijelnim spremnicima.....	94
11.3.1	Analiza metodom konačnih elemenata.....	96
11.3.2	Savršena struktura	97
11.3.3	Nesavršena struktura	99
11.4	Pojačanje spremnika i hidrostaticka proba	101
11.5	Zaključna razmatranja	102
12.	Primjer 3 – Ukupna dinamička izdržljivost strukturnih detalja.....	103
12.1	Značajke dvodijelnog spremnika	103
12.2	Hidrodinamički proračun.....	103
12.2.1	Stanje krcanja – balast.....	104
12.2.2	Stanje krcanja – potpuno nakrcan brod	105
12.2.3	Hidrodinamički model	106

12.2.4	Hidrodinamički proračun	106
12.3	Odziv brodske strukture	106
12.3.1	Globalni model konačnih elemenata	106
12.3.2	Cilindrični spremnik	108
12.3.3	Dvodijelni (bilobe) spremnik	108
12.4	Strukturna analiza.....	109
12.4.1	Elastično ponašanje globalnog modela za slučaj hidrostatičkog opterećenja.....	110
12.4.2	Deformacije dvodna u skladišnom prostoru dvodijelnog spremnika	111
12.4.3	Analiza naprezanja na mjestu sedlastog oslonca.....	112
12.4.4	Analiza naprezanja globalnog modela za slučaj hidrodinamičkog opterećenja	114
12.4.5	Deformacije i naprezanja spremnika uslijed hidrostatičkog opterećenja	116
12.5	Ukupna dinamička izdržljivost Y-spoja	119
12.5.1	Određivanje faktora koncentracije naprezanja	119
12.5.2	Prijenosne funkcije zareznog naprezanja	123
12.5.3	Visokocikličko zamorno oštećenje.....	124
12.5.4	Niskocikličko zamorno oštećenje.....	126
13.	<i>Primjer 4 – Sanacija ekscentriciteta spoja hemisferične ljuske.....</i>	<i>129</i>
13.1	Značajke dvodijelnog spremnika	129
13.2	Analiza nesavršenosti spoja hemisferične ljuske	129
13.3	Pojačanje poprečnog presjeka.....	131
13.4	Koncentracija naprezanja uslijed deformacija ljuske u meridijalnom smislu	132
13.5	Sanacija utjecaja meridijalne nesavršenosti ljuske	135
13.6	Analiza zamora	137
14.	<i>Zaključak.....</i>	<i>140</i>
15.	<i>Literatura.....</i>	<i>143</i>
	<i>Kratki životopis.....</i>	<i>148</i>
	<i>Short biography.....</i>	<i>149</i>
	<i>Dodatak A – programski paket SESAM.....</i>	<i>150</i>
	<i>Dodatak B – Osnovne značajke brodova i spremnika</i>	<i>154</i>
	<i>Dodatak C – Prijenosne funkcije naprezanja Y-spoja.....</i>	<i>162</i>

PREDGOVOR

Razvoj svjetskog gospodarstva izravno utječe na rast potražnje za različitim izvorima energije. Jedan od najznačajnijih izvora energije današnjice su plinovi, prirodni i petrolejski, zbog svojih vrlo dobrih energetske i ekološke značajki. Uz kopneni i podmorski transport cjevovodima, plinovi se diljem svijeta prevoze specijalnim brodovima u posebno projektiranim spremnicima.

Na Zavodu za brodogradnju i pomorsku tehniku Fakulteta strojarstva i brodogradnje projektiran je određeni broj nezavisnih spremnika tipa C, cilindričnog i dvodijelnog oblika, te različitih kapaciteta. Premda je osnivanje takvih spremnika složen zadatak, ono se obavlja na osnovi pravila klasifikacijskih društava koja sadrže relativno jednostavne i praktične upute, te stoga ne mogu pružiti uvid u stvarno ponašanje konstrukcije. Odmah se postavlja pitanje: je li moguće točnije i pouzdanije odrediti sigurnost takvih spremnika? Pregled dostupne literature ukazao je na odsustvo relevantnog znanstvenog istraživanja koje bi na ovo pitanje nastojalo dati odgovor primjenom mogućnosti suvremene analize hidrodinamičkog odziva, te strukturne analize i analize zamora složenih brodskih konstrukcija. Stoga je upravo to predmet i sadržaj ove disertacije.

U praksi, spremnici se formiraju sastavljanjem vrlo velikih ljuskastih segmenata. Tehnološki postupak njihovog sastavljanja nije jednostavan i ponekad nije moguće postići idealnu geometriju spremnika. U tom slučaju, na mjestima nesavršenih spojeva pojavljuje se visoka koncentracija naprezanja koju nije moguće zanemariti. Taj se problem može promatrati iz dva kuta što pruža dodatnu motivaciju za znanstveno istraživanje.

Prvo, analiza koncentracije naprezanja mora se provesti parametarski u ovisnosti o veličini odstupanja od idealne geometrije. U tu svrhu valja analitički i numerički analizirati zavarene spojeve tankih rotacijskih ljuski kako bi se problem detaljno razmotrio i potom racionalno riješio, npr. pojačavanjem konstrukcije dodatnim strukturnim elementima. Pored zadovoljenja kriterija čvrstoće, valja odrediti i stvarnu dinamičku izdržljivost takvih spojeva, odnosno njihov očekivani životni vijek.

S druge strane, ne smije se zanemariti praktična važnost tog problema. Brodogradilišta zahtijevaju jednostavne i pouzdane upute kako provesti sanaciju nesavršenih spojeva, tako da bude sigurna, te tehnološki i cijenom prihvatljiva, a u konačnici mora jamčiti odobrenje gradnje i prolazak hidrostatičke probe. Ujedno, poznavanjem očekivanog životnog vijeka moguće je odrediti potreban broj i dinamiku inspekcijskih intervala tijekom eksploatacije broda.

Da bi se definirani problem analizirao i pouzdano riješio bilo je potrebno zaći u više grana teorije konstrukcija, kao što su valno opterećenje, teorija ljusaka, koncentracija naprezanja, zamor materijala, metoda konačnih elemenata, spektralna analiza i dr.

SAŽETAK RADA

Ukapljeni plin jedan je od najvažnijih energenata današnjice. Diljem svijeta transportira se cjevovodima ili ukapljen u spremnicima brodova za prijevoz prirodnog (LNG) ili petrolejskih plinova (LPG). Nezavisni spremnici tipa C, koji ukapljeni plin prevoze pod tlakom i djelomično pothlađen, najčešće su cilindričnog ili dvodijelnog oblika i projektiraju se prema pravilima klasifikacijskih društava. Izostanak iole značajnijeg incidenta u pomorskom prijevozu plina svjedoči o pouzdanosti tih pravila i konstrukcije spremnika. Ipak, relativno jednostavna pravila ne mogu dati detaljan uvid u stvarno ponašanje konstrukcije, niti mogu odgovoriti na specifična praktična pitanja vezana uz osnivanje i gradnju spremnika. Istodobno, spremnici su sve veći i njihova izrada je tehnološki složenija, stalne rute brodova zamjenjuje "čarter" plovidba diljem svijeta, nastoji se osigurati siguran prijevoz plina u djelomično ispunjenima spremnicima ili pod većim tlakom. Sve to ukazuje na potrebu za točnijom analizom i boljim razumijevanjem odziva brodske konstrukcije i spremnika u uvjetima realističnog valnog opterećenja. Istodobno, valja dati odgovore na pitanja iz brodograđevne prakse koja se tiču pouzdanosti konstrukcije spremnika, posebno onih vezanih uz pojavu koncentracije naprezanja u tankim ljuskama, nesavršenosti geometrije uslijed tehnoloških ili drugih ograničenja pri sastavljanju spremnika, te ocjenu ukupne zamorne izdržljivosti posebno opterećenih strukturnih detalja spremnika.

U ovom radu prikazane su analitičke i numeričke metode kojima je moguće izravno istražiti i ocijeniti sigurnost konstrukcije spremnika na brodovima za prijevoz ukapljenog plina. Prikazane su osnove teorije tankih rotacijskih ljusaka i približni analitički izrazi za određivanje sila i deformacija u cilindričnoj, konusnoj, sfernoj i torusnoj ljusci. Detaljno je opisana spektralna analiza naprezanja u sva četiri njena koraka: proračun hidrodinamičkog opterećenja, kvazi-statički proračun odziva brodske konstrukcije i određivanje prijenosnih funkcija zareznog naprezanja u vrhu zavora, statistička analiza i dugoročna razdioba naprezanja u funkciji parametara službe broda i izračun visokocikličkog zamornog oštećenja promatranog strukturnog detalja. Opisani postupak detaljno je prikazan kroz primjer u kojem je provedena parametarska spektralna analiza nesavršenog Y-spoja cilindričnih ljuski i uzdužne pregrade dvodijelnog nezavisnog spremnika tipa C na LPG brodu 6500 m³. Različite vrijednosti ekscentriciteta Y-spoja izmjerene su na stvarnom spremniku, gdje uzrokuju pojavu visokih vrijednosti koncentracije naprezanja i prisutnost momenta savijanja u konstrukciji koja se projektira na osnovi membranske teorije. Stoga je provedena analitička i numerička analiza nesavršenog Y-spoja i predložena sanacija tih nesavršenosti. Dalje, prikazani su postojeći postupci određivanja niskocikličkog zamora koji nastaje uslijed punjenja i pražnjenja spremnika, odnosno varijacije tlaka u njima. Proračunom niskocikličke zamorne izdržljivosti Y-spoja za različite vrijednosti ekscentriciteta ilustrirana je primjena metode. Konačno, prikazani su postojeći koncepti određivanja kumulativnog visokocikličkog i niskocikličkog zamora. Vrijednosti koncentracije naprezanja analizirane su analitički i numerički na mjestima spoja cilindrične i torisferične ljuske, te za slučaj nesavršenog spoja limova na čelu spremnika i pojave konusnog spoja malog kuta. Na kraju je istaknut znanstveni doprinos provedenog istraživanja i potvrda rezultata istraživanja kroz praktičnu primjenu rezultata u brodograđevnoj praksi.

SUMMARY

Liquefied gas is one of the most important sources of energy nowadays. Worldwide it is being transported by pipelines or in liquefied state in tanks on Liquefied Natural Gas or Liquefied Petroleum Gas carriers. The independent tanks of type C, which contain liquefied gas both under pressure and refrigerated, are most commonly made in cylindrical or bilobe shape and are designed according to the Rules of classification societies. Absence of any serious incidents in seagoing transport is good evidence of the reliability of these rules and the tank construction itself. However, simple rules may not provide insight into actual behavior of ship and tank construction nor do they provide answer to the specific practical questions arising from the tank design and assembly practice. At the same time the tanks are becoming larger and therefore their constructions is becoming more technologically demanding, the fixed sailing routes are being replaced by the worldwide charter sailing, efforts are made to assure safe transport in the case of partially filled tanks or tanks under higher pressure. These reasons give rise to the need for more accurate analysis and better understanding of ship structure behavior subjected to realistic hydrodynamic loading. At the same time, shipbuilding practice requires answers to open problems of tank structure reliability, particularly related to stress concentration in thin shell structures, imperfection of geometry due to technical and other limitations during the tank assembly process, fatigue strength assessment of critical tank structural details, etc.

This thesis presents both analytical and numerical methods for direct calculation of LPG tank structure safety. An overview of the theory of thin shells of revolution is presented and approximate analytical expressions for forces and deformations determination are given for cylindrical, conical, spherical and toroidal shells. A full spectral analysis is described in detail for each of its four steps: the hydrodynamic load calculation, quasi-static analysis of ship structure response, evaluation of notch stress transfer functions at the weld toe, statistical analysis and long-term distribution of notch stress as function of ship sailing condition and the calculation of high-cycle fatigue damage for the structural detail under observation. The application of the method is presented through illustrative example: full parametric spectral analysis of imperfect Y-joint of cylindrical shells and longitudinal bulkhead of a bilobe tank in 6500 m³ LPG carrier. Different values of Y-joint eccentricity are found and measured on the existing bilobe tank, leading to high stress concentration and the presence of bending moment in membrane theory designed structure. Therefore, a comprehensive analytical and numerical analysis of Y-joint is performed and remedies for this imperfection are proposed in a systematic manner. Furthermore, low-cycle fatigue analysis methods are presented since low-cycle fatigue governs a significant part of the fatigue life of structural details subjected to tank pressure variation during cargo loading and unloading cycles. The application of the method is illustrated by low-cycle fatigue damage estimation for different values of Y-joint eccentricity. Finally, cumulative high-cycle and low-cycle fatigue damage concepts are presented. The stress concentration has been analyzed both by analytical and numerical methods in the case of cylindrical and hemispherical shells and in the case of imperfect joint of tank dish shells where a small angle conical joint had been formed. In the end, the scientific contribution of the performed research has been pointed out as well as the verification of research results through their practical application in shipbuilding practice.

KLJUČNE RIJEČI - KEY WORDS

- brodovi za prijevoz ukapljenog plina
- brodska konstrukcija
- nezavisni spremnici
- dvodijelni spremnici
- opterećenje spremnika
- nesavršenost izrade
- koncentracija naprezanja
- teorija tankih ljuski
- metoda konačnih elemenata
- visokociklički zamor
- niskociklički zamor
- spektralna analiza

- liquefied gas carriers
- ship structure
- independent tanks
- bilobe tanks
- tank load
- misalignment
- stress concentration
- thin shell theory
- finite element method
- high-cycle fatigue
- low-cycle fatigue
- spectral analysis

POPIS VAŽNIJIH OZNAKA

A_{kj}, B_{kj}, C_{kj}	- hidrodinamički koeficijenti
A_i, B_i, D_i	- realni i imaginarni dijelovi kompleksnih konstanti homogenog rješenja dif. jed.
a_i	- valna amplituda, m
a_x	- relativno ubrzanje uslijed zalijetanja broda
a_y	- relativno ubrzanje uslijed zanošenja i zaošijanja broda
a_z	- relativno ubrzanje uslijed poniranja broda
\bar{a}	- parametar S-N krivulje, točka presjecišta $\log N$ osi
B	- širina broda, m
C_1, C_2	- kompleksne konstante homogenog rješenja diferencijalne jednadžbe
C_B	- koeficijent istisnine
C_{XY}	- kovarijanca slučajnih varijabli X i Y
C', C''	- konstante partikularnih rješenja
D	- kumulativno oštećenje
$E(X)$	- očekivanje slučajne varijable
F_j	- kompleksne amplitude uzбудnih sila i momenata
$F(\tilde{x})$	- razdioba vršnih vrijednosti
$F(\Delta\sigma)$	- razdioba raspona vršnih naprezanja
$F(\sigma_a)$	- razdioba vršnih vrijednosti naprezanja
$[f(\sigma)]_L$	- funkcija vjerojatnosti dugoročne razdiobe vršnih vrijednosti
$f(\phi)$	- funkcija smjera
$f(x)$	- funkcija vjerojatnosti kontinuirane varijable
$f(\tilde{x})$	- funkcija vjerojatnosti vršnih vrijednosti
$[f(\sigma)]_{ijkl}$	- funkcija vjerojatnosti kratkoročne razdiobe vršnih vrijednosti
$G(\omega)$	- frekvencijska funkcija (Fourierove transformacije)
$g(t)$	- vremenska funkcija (Fourierove transformacije)
h	- parametar mjerila Weibullove razdiobe, MPa
\bar{H}	- srednja valna visina, m
H_S	- značajna valna visina, m
ΔK_{SIF}	- raspon faktora intenzivnosti naprezanja
ΔK_{th}	- granična vrijednost faktora intenzivnosti naprezanja
K_{SCF}	- faktor koncentracije naprezanja
m	- parametar S-N krivulje (negativni inverzni nagib)
m_i	- spektralni moment i-tog reda, m^2/s^i
n_0	- zadani broj ciklusa opterećenja
$N_1, N_2; N$	- uzdužne sile i njihov zbroj
\bar{n}	- srednji broj odziva

M_1, M_2, M	- momenti savijanja i njihov zbroj
p	- tlak, N/mm ²
q	- parametar oblika Weibullove razdiobe
r_0, r_1, r_2	- radijalni, meridijalni i cirkularni radijus zakrivljenosti ljuske
$R(\tau)$	- autokorelacijska funkcija
$S(\omega)$	- funkcija spektralne gustoće
$S(\omega, H_s, T_z)$	- ordinata Pierson-Moskowitz spektra
t	- širina, dužina ili visina konačnog elementa
u, w	- meridijalni i normalni pomak elementa ljuske
\bar{T}	- srednji valni period, s
U, V	- realni i imaginarni dio kompleksne funkcije diferencijalne jednadžbe
U_i, V_i	- funkcije rješenja diferencijalnih jednadžbi
V	- brzina čestice fluida, m/s
X	- slučajna varijabla
$X(t)$	- slučajni proces, uzbuda linearnog sustava
$\tilde{X}_{1/3}$	- značajna vrijednost (valne visine, m)
$Y(t)$	- odziv linearnog sustava
$w(H_s, T_z)$	- funkcija vjerojatnosti pojave određenog stanja mora
$w(L)$	- težinski faktor stanja krcanja broda
$w(V)$	- težinski faktor brzine broda
α	- argument funkcija rješenja diferencijalnih jednadžbi rotacijskih ljuski
β	- kut smjera širenja valova, rad
β	- meridijalni kut zakreta elementa ljuske
δ, Δ	- radijalni i aksijalni pomak elementa ljuske
$\varepsilon_1, \varepsilon_2$	- relativna produljenja
Φ	- funkcija vjerojatnosti Gaussove razdiobe
ϕ	- potencijal brzine tekućine
Γ	- Gamma funkcija
κ_1, κ_2	- promjena zakrivljenosti ljuske
η_k	- amplituda harmonijskog gibanja
η_L	- očekivani broj odziva u životnom vijeku broda
μ	- očekivanje slučajne varijable
ρ	- odnos radijusa cirkularne i meridijalne zakrivljenosti ljuske
ρ_{XY}	- koeficijent korelacije slučajnih varijabli X i Y
Ω	- ukupna energija slučajnog procesa
ω	- valna frekvencija, rad/s
ω_e	- frekvencija susretanja, rad/s
σ	- standardna devijacija slučajne varijable
ξ	- elevacija vala, m

POPIS SLIKA

<i>Slika 2-1 Methane Princes i Methane Progress [12]</i>	9
<i>Slika 2-2 Potražnja (lijevo) i ponuda (desno) petrolejskih plinova [13]</i>	10
<i>Slika 2-3 LNG brod, 145000 m³, Moss-Type spremnici</i>	11
<i>Slika 2-4 LPG brod, 84000 m³</i>	12
<i>Slika 3-1 Vektorski opis tanke rotacijske ljuske [2]</i>	21
<i>Slika 3-2 Deformacije tanke rotacijske ljuske [2]</i>	23
<i>Slika 3-3 Ravnoteža sila u tankoj rotacijskoj ljusci [2]</i>	26
<i>Slika 3-4 Deformacije tanke rotacijske ljuske [2]</i>	27
<i>Slika 3-5 Osnovne geometrijske značajke cilindrične ljuske</i>	30
<i>Slika 3-6 Osnovne geometrijske značajke konusne ljuske</i>	31
<i>Slika 3-7 Osnovne geometrijske značajke sferne ljuske</i>	32
<i>Slika 3-8 Osnovne geometrijske značajke torusne ljuske</i>	33
<i>Slika 4-1 Stvarna, žarišna i zarezna naprezanja u okolini zavarenog spoja [31]</i>	35
<i>Slika 4-2 Tri vrste zareza u okolini vrha zavara a) tipičan zarez (~ 0.2 mm) b) podrez (~ 0.2 mm) c) oštar zarez [36]</i>	36
<i>Slika 4-3 Modeliranje strukturnih detalja 2D i 3D konačnim elementima</i>	37
<i>Slika 4-4 Žarišna točka i Gaussove točke u jednostavnim 2D konačnim elementima</i>	37
<i>Slika 5-1 Nastanak i širenje pukotine</i>	40
<i>Slika 5-2 Teretni prostor tipičnog broda za prijevoz rasutog tereta</i>	41
<i>Slika 5-3 Shematski prikaz četiri koraka spektralne analize zamora</i>	44
<i>Slika 6-1 Elipsa ubrzanja a_β i visina razine tekućine z_β</i>	47
<i>Slika 7-1 HSE S-N krivulje [39]</i>	62
<i>Slika 7-2 IIW S-N krivulje [39]</i>	63
<i>Slika 7-3 Shematski prikaz korištenja S-N krivulje</i>	65
<i>Slika 7-4 S-N krivulja za opterećenja promjenjive amplitude</i>	66
<i>Slika 8-1 Globalna i lokalna zarezna naprezanja i deformacije</i>	69
<i>Slika 8-2 Histereza međuovisnosti zarezniha deformacija i naprezanja u elasto-plastičnom području</i>	69
<i>Slika 8-3 Faktori koncentracije naprezanja u elastičnom i elasto-plastičnom području</i>	71
<i>Slika 8-4 Shematski prikaz Neuberovog i Glinkinog pravila</i>	72
<i>Slika 8-5 Modeliranje zone utjecaja topline [9]</i>	73
<i>Slika 8-6 Diskretizacija zone utjecaja topline i čvrstoća materijala po slojevima [9]</i>	73
<i>Slika 8-7 Usporedba Neuberovog i Glinkinog pravila s nelinearnim numeričkim proračunom [9]</i>	74
<i>Slika 8-8 Shematski prikaz određivanja pseudoelastičnih naprezanja [9]</i>	74
<i>Slika 9-1 "Kreni-Stani" model kombiniranog LCF i HCF opterećenja [77]</i>	77
<i>Slika 9-2 S-N (Wohlerova) krivulja i jedinstvena krivulja nastanka pukotine (CI) [77]</i>	78
<i>Slika 9-3 Konstruiranje krivulja konstantnog životnog vijeka [79]</i>	79
<i>Slika 9-4 Smithov dijagram [77]</i>	79
<i>Slika 9-5 Određivanje ekvivalentnog raspona naprezanja [77]</i>	81
<i>Slika 10-1 Geometrija spoja torusne i sferne ljuske</i>	86
<i>Slika 10-2 Dimenzije cilindrične ljuske i torisferičnog čela spremnika</i>	87
<i>Slika 10-3 Deformacija meridijalne izvodnice modela</i>	88
<i>Slika 10-4 Koncentracija membranskih i ukupnih naprezanja von Misesa</i>	88
<i>Slika 11-1 Ekscentricitet Y-spoja cilindričnih ljuski i uzdužne pregrade spremnika</i>	92

<i>Slika 11-2 Mjerne točke neporavnatosti Y-spoja dvodijelnog spremnika</i>	94
<i>Slika 11-3 Ukupno naprezanje u Y-spoju</i>	96
<i>Slika 11-4 Model segmenta dvodijelnog spremnika sa savršenim Y-spojem</i>	97
<i>Slika 11-5 Deformacije i naprezanja von Misesa u modelu sa savršenim Y-spojem</i>	97
<i>Slika 11-6 Pojačanje vakuumskih prstenova jednostavnim koljenima</i>	98
<i>Slika 11-7 Pojačanje vakuumskih prstenova koljenima i ukrepama</i>	99
<i>Slika 11-8 Deformacije i ekvivalentna naprezanja ojačane konstrukcije – $e = 13 \text{ mm}$</i>	99
<i>Slika 11-9 Naprezanja u Y-spoju ovisno o ojačanju konstrukcije</i>	100
<i>Slika 11-10 Shematski prikaz pojačanja spremnika</i>	101
<i>Slika 11-11 Ojačani spremnik spreman za ugradnju</i>	102
<i>Slika 12-1 Brod u balastu, shematski prikaz</i>	104
<i>Slika 12-2 Potpuno nakrcan brod, shematski prikaz</i>	105
<i>Slika 12-3 Vrpčasti model, potpuno nakrcan brod</i>	106
<i>Slika 12-4 Strukturni model broda – Superelementi</i>	107
<i>Slika 12-5 Strukturni model broda – superelementi su označeni različitim bojama</i>	107
<i>Slika 12-6 Cilindrični spremnik – presjek</i>	108
<i>Slika 12-7 Dvodijelni spremnik – presjek</i>	108
<i>Slika 12-8 Globalna elastična deformacija – potpuno nakrcan brod</i>	110
<i>Slika 12-9 Globalna elastična deformacija – brod u balastu</i>	110
<i>Slika 12-10 Deformacije dvodna – Superelement 3 – Potpuno nakrcan brod</i>	111
<i>Slika 12-11 Ekvivalentna naprezanja dvodna – Superelement 3 – Potpuno nakrcan brod</i>	111
<i>Slika 12-12 Gruba i fina mreža skladišnog prostora dvodijelnog spremnika (superelement 3)</i>	112
<i>Slika 12-13 Detalj skladišnog prostora – sedlasti oslonac i elementi dvodna</i>	112
<i>Slika 12-14 Ukupna naprezanja u dvodnu – Superelement 3 – Najviša naprezanja pojavljuju se u elementima zaokruženim narančastom kružnicom (vidi uvećanje, slika 12-15)</i>	113
<i>Slika 12-15 Ukupna naprezanja u dvodnu – Superelement 3 – Element 32246</i>	113
<i>Slika 12-16 Deformacije i ekvivalentna naprezanja – Superelement 3 (dio) – LC 02 (kut nailaska valova 0°, dužina vala $0.5 L_{pp}$)</i>	115
<i>Slika 12-17 Deformacije i ekvivalentna naprezanja – Superelement 3 (dio) – LC 11 (kut nailaska valova 90°, dužina vala $2.5 L_{pp}$)</i>	115
<i>Slika 12-18 Deformacije i ekvivalentna naprezanja spremnika 1 – LC 01</i>	116
<i>Slika 12-19 Deformacije i ekvivalentna naprezanja spremnika 1 – Oslonci - LC 01</i>	116
<i>Slika 12-20 Deformacije i ekvivalentna naprezanja spremnika 2 – LC 01</i>	117
<i>Slika 12-21 Deformacije i ekvivalentna naprezanja spremnika 2 – Detalj – LC 01</i>	118
<i>Slika 12-22 Deformacije i ekvivalentna naprezanja spremnika 2 – LC 01</i>	118
<i>Slika 12-23 Ekvivalentna naprezanja u Y-spoju spremnika 2 – LC 01</i>	119
<i>Slika 12-24 Model dijela dvodijelnog spremnika – savršeni Y-spoj</i>	120
<i>Slika 12-25 Deformacija cilindrične ljuske u poprečnoj ravnini ($e = 14 \text{ mm}$)</i>	121
<i>Slika 12-26 Deformacije i naprezanja Y-spoja ($e = 14 \text{ mm}$)</i>	121
<i>Slika 12-27 Žarišna naprezanja von Misesa određena MKE i analitički, N/mm^2 [81]</i>	122
<i>Slika 12-28 Prijenosne funkcije zarezanog naprezanja u Y-spoju, $e = 0 \text{ mm}$</i>	123
<i>Slika 12-29 Ciklusi krcanja i pražnjenja spremnika</i>	126
<i>Slika 12-30 Ovisnost zarezanih naprezanja i deformacija, $e = 20 \text{ mm}$</i>	127
<i>Slika 13-1 Odstupanje od idealnog oblika u meridijalnom smislu, d [87]</i>	129
<i>Slika 13-2 Odstupanje od idealnog oblika u ravnini poprečnog presjeka, Δr</i>	130
<i>Slika 13-3 Pojačanje ljuske prstenovima</i>	131
<i>Slika 13-4 Model hemisferičnog čela dvodijelnog spremnika</i>	133
<i>Slika 13-5 Model hemisferičnog čela dvodijelnog spremnika – detalj</i>	133
<i>Slika 13-6 Deformacije i nedeformirana mreža modela - detalj</i>	134
<i>Slika 13-7 Membranska naprezanja u modelu, $d = 30 \text{ mm}$</i>	134

<i>Slika 13-8 Ukupna naprezanja u modelu, $d = 30\text{mm}$</i>	134
<i>Slika 13-9 Pojačanje ljuske vanjskim prstenovima i ukrepama, detalj</i>	135
<i>Slika 13-10 Pojačanje hemisferične ljuske prstenovima i ukrepama</i>	135
<i>Slika 13-11 Membranska naprezanja ukrućenog modela, $d = 30\text{ mm}$ i $\Delta\varphi = 10^0$</i>	136
<i>Slika 13-12 Ukupna naprezanja ukrućenog modela, $d = 30\text{ mm}$ i $\Delta\varphi = 10^0$</i>	136
<i>Slika 13-13 Ukupno naprezanje na mjestu zavarenog spoja, ukrućeni model</i>	137
<i>Slika 13-14 Dugoročna razdioba naprezanja (stress blocks)</i>	138

POPIS TABLICA

<i>Tablica 2-1 Osnovna fizikalna svojstva najčešćih ukapljenih plinova</i>	7
<i>Tablica 2-2 Broj LNG brodova prema zemlji gradnje [14]</i>	12
<i>Tablica 2-3 Broj LPG brodova, potpuno rashlađenih, kapaciteta preko 10000 m³, prema zemlji gradnje [14]</i>	12
<i>Tablica 2-4 LNG brodovi u knjizi narudžbi, kolovoz 2005 [14].</i>	13
<i>Tablica 2-5 LPG brodovi, potpuno rashlađeni, kapaciteta preko 10000 m³,</i>	13
<i>Tablica 2-6 Materijali za izradu LPG spremnika [21]</i>	19
<i>Tablica 8-1 Predložene vrijednosti parametara S-N krivulja za niskociklički zamor [9]</i>	76
<i>Tablica 10-1 Koncentracija naprezanja u cilindričnoj, sfernoj i torusnoj ljusci</i>	89
<i>Tablica 10-2 Usporedba rezultata analitičkog i FEM rješenja, cilindrična ljuska, N/mm²</i>	90
<i>Tablica 10-3 Usporedba rezultata analitičkog i FEM rješenja, sferna ljuska, N/mm²</i>	90
<i>Tablica 11-1 Izmjerene vrijednosti neporavnatosti Y-spoja</i>	95
<i>Tablica 11-2 Maksimalna von Mises naprezanja, savršeni Y-spoj, $e = 0$ mm, σ [N/mm²]</i>	98
<i>Tablica 11-3 Maksimalna von Mises naprezanja, nesavršeni Y-spoj, $e = 13$ mm, σ [N/mm²]</i>	100
<i>Tablica 11-4 Maksimalna von Mises naprezanja, nesavršeni Y-spoj, $e = 30$ mm, σ [N/mm²]</i>	100
<i>Tablica 12-1 Brod u balastu, osnovni podaci</i>	104
<i>Tablica 12-2 Potpuno nakrcan brod, osnovni podaci</i>	105
<i>Tablica 12-3 Broj čvorova i elemenata po superelementima</i>	107
<i>Tablica 12-4 Vršne vrijednosti ukupnog naprezanja, kN/m² – Element 32246 – Brod u balastu</i>	114
<i>Tablica 12-5 Vršne vrijednosti ukupnog naprezanja kN/m² – Element 32246 – Potpuno nakrcan brod</i>	114
<i>Tablica 12-6 Žarišna naprezanja von Misesa određena MKE i analitički, N/mm² [81]</i>	122
<i>Tablica 12-7 Parametri Weibullove razdiobe</i>	124
<i>Tablica 12-8 Ukupno zamorno oštećenje Y-spoja</i>	125
<i>Tablica 12-9 Niskocikličko zamorno oštećenja Y-spoja</i>	127
<i>Tablica 13-1 Vrijednosti odstupanja d i Δr</i>	130
<i>Tablica 13-2 Dimenzije ekvivalentnog T nosača</i>	132
<i>Tablica 13-3 Izračunata naprezanja na mjestu zavarenog spoja, ukrućeni model</i>	137
<i>Tablica 13-4 Proračun zamornog oštećenja, potpuno ispunjen spremnik</i>	138
<i>Tablica 13-5 Proračun zamornog oštećenja, prazan spremnik</i>	139

1. UVOD

Stalan razvoj svjetskog gospodarstva izravno utječe na rast potrebe za različitim vrstama energije. Među njima, tekući plinovi predstavljaju udjelom značajan i ekološki vrlo prihvatljiv izvor energije. Pri tome se jednako misli na ukapljene petrolejske plinove (Liquefied Petroleum Gas, LPG), kao što su etan, propan, butan i njihova mješavina etilen, te ukapljeni prirodni plin (Liquefied Natural Gas, LNG) koji je po svom sastavu uglavnom metan.

Prirodni plin, poput nafte, pronalazi se i crpi diljem svijeta na poljima koja sadrže plin ili istovremeno i plin i naftu. Pronalazi se u poroznim dijelovima zemljine kore na velikim nalazištima u Perzijskom zaljevu, zemljama bivšeg Sovjetskog saveza, jugoistočne Azije, južne i sjeverne Amerike i Evrope. Na tim se nalazištima i ukapljuje.

Petrolejski plinovi nastaju rafiniranjem prirodnih plinova i petroleja. Do kraja šezdesetih godina proizvodili su se u rafinerijama Venezuele, Kuvajta, Saudijske Arabije, Irana i Australije, a nakon toga, s porastom cijene plina, njihova se proizvodnja smješta u blizinu plinskih i naftnih polja.

U 2002. godini prirodni plin se u kopnenom dijelu Hrvatske proizvodio na 18 plinskih polja. Većina plina dolazi iz ležišta polja Molve, Kalinovac i Stari Gradec, u sklopu kojih su izgrađene centralne plinske stanice ukupnog kapaciteta 9 milijuna m³ na dan [www.eihp.hr, Energetski institut Hrvoje Požar].

Sklapanjem partnerstva između hrvatskog (INA – Industrija nafte d.d.) i talijanskog partnera (Agip Croatia B.V.) osnovana je zajednička operativna tvrtka INAGIP koja shodno Ugovoru o podijeli proizvodnje provodi aktivnosti vezane uz istraživanje, razradu i proizvodnju plina na dva ugovorna područja: Sjeverni Jadran i Aiza-Laura. Prvo plinsko polje u sjevernom Jadranu, polje Ivana, udaljeno je 20 nautičkih milja od pulske luke i u funkciji je od listopada 1999. godine. Najveća dnevna proizvodnja ostvarena je 2002. godine i tada je iznosila 1.9 milijuna m³ na dan. Na oba ugovorna područja otkriveno je više plinskih polja ukupnog kapaciteta 20.6 milijardi m³ [www.fokus-tjednik.hr, 18.6.2004].

Otkrivene i potvrđene zalihe prirodnog plina rastu iz godine u godinu. Od 1990-te godine naovamo, na svakih potrošenih milijun prostornih metara plina otkriveno je novih tri milijuna, a u novije vrijeme i do pet milijuna prostornih metara plina [1]. Svjetske zalihe prirodnog plina nedavno su premašile naftne rezerve, a nova polja i dalje se otkrivaju.

Kao najveći svjetski potrošač SAD troše približno 30% svjetske proizvodnje prirodnog plina, dok istodobno njihove zalihe ne premašuju 10% ukupnih zaliha plina. U Japanu, uslijed značajnog problema onečišćenja okoliša, na snazi je politika korištenja raznovrsnih izvora energije, pri čemu plin predstavlja ekološki vrlo prihvatljivo rješenje. Evropa je također stvorila značajnu mrežu za distribuciju plinova i neprekidno potiče njegovo korištenje. Plinovi kao što su metan, propan i butan zadovoljavaju sve ekološke kriterije čistog izvora energije i jednostavno zamjenjuju naftu i ostale energente u industriji, javnom sektoru i kućanstvima. S druge strane, amonijak, etilen, butadien i propilen potrebni su u petrokemijskoj, agrarnoj i drugim granama industrije u proizvodnji otapala, goriva, antifrizi, umjetnih gnojiva, sintetičkih vlakana, plastike, eksploziva i dr.

Procjenjuje se da će do 2020. godine svjetska potrošnja plina premašiti potrošnju nafte. Transport plina imati će stoga rastući značaj u industriji plina.

Uz plinske cjevovode, koji se koriste na relativno kratkim udaljenostima, prijevoz plina brodovima najpraktičniji je i najučinkovitiji način transporta tog energenta.

U ovom radu razmatrana je metoda projektiranja nezavisnih spremnika tipa C, koji se projektiraju prema pravilima klasifikacijskog društva. Ta su pravila provjerena u praksi, jednostavna su za korištenje i mjerodavna za nadzor i odobrenje gradnje.

Ipak, takva pravila ne mogu obuhvatiti sve aspekte sigurnosti konstrukcije, odnosno spremnika za prijevoz ukapljenog plina, i to iz više razloga.

Pravila sadrže jednostavne formule i izraze kojima se određuju hidrodinamička opterećenja, zamor materijala strukture, čvrstoća i dimenzije spremnika. Rezultati takvih proračuna ne pružaju uvid u stvarno ponašanje konstrukcije.

Gradnja spremnika često je povezana s tehnološkim poteškoćama što za posljedicu ima odstupanja od idealne geometrije spremnika. Kako su spremnici razmjerno velikih dimenzija, a proračun se temelji na membranskom stanju naprezanja, svaka koncentracija naprezanja uslijed nesavršenosti zavarenih spojeva i općenito geometrije može značajno utjecati na sigurnost konstrukcije.

Pravila ne obuhvaćaju čitav niz problema vezanih uz koncentraciju naprezanja, za koje je potrebno pružiti dodatna numerička i analitička rješenja u suradnju s klasifikacijskim društvom koje nadzire gradnju. Klasifikacijska društva često nemaju prethodnog iskustva i raspoloživa rješenja za jedinstvene probleme koji se pojavljuju u praksi. Također, dostupna literatura često ne sadrži znanstvena istraživanja vezana za problem koncentracije naprezanja tankostijenih ljuskastih konstrukcija pod tlakom, posebno kada je riječ o spremnicima za ukapljene plinove.

Sve veća potražnja za ukapljenim plinovima uzrokuje gradnju sve većih spremnika, što često prati povećane tehnološke probleme. Također, budućnost donosi i dva nova trenda. Ukapljeni prirodni plin nastojat će se prevoziti pothlađen pod tlakom (a ne samo pothlađen kao do sada) [1], te će se i taj segment brodogradnje suočiti s pitanjima koja se razmatraju u ovoj disertaciji. Drugi, vrlo zanimljiv problem, jest trend prijevoza ukapljenog petrolejskog plina u djelomično ispunjenim spremnicima, kako bi se spriječilo zadržavanje broda na odlaznom terminalu koji posjeduje zalihe plina u količini manjoj od punog kapaciteta broda ili na dolaznom terminalu koji trenutno ne raspolaže dovoljnim slobodnim kapacitetima za preuzimanje tereta iz jednog ili svih spremnika broda. Nepotpuno ispunjeni spremnici bit će izloženi značajnim silama zapljuskivanja.

U ovom radu daje se pregled zanimljivih problema iz prakse, vezanih uz koncentraciju naprezanja na dvodijelnim i cilindričnim spremnicima. Problemi su analizirani analitički i numerički. Predložene mjere sanacije spremnika potvrđene su od nadležnih tijela; spremnici su prema njima sanirani i uspješno prošli testove i tako stekli odobrenje za uporabu.

Također, detaljno je sagledan problem zamora materijala za Y-spoj cilindričnih ljuski i uzdužne pregrade dvodijelnog spremnika. U obzir je uzet efekt niskocikličkog i visokocikličkog zamora materijala, te kumulativni učinak ta dva procesa. Prikazana spektralna analiza zamora sadrži hidrodinamičku, strukturnu i statističku analizu i provedena je parametarski, za čitav niz vrijednosti ekscentriciteta Y-spoja.

Premda je u pitanju naizgled jednostavna konstrukcija, spremnik sa svim obilježjima posude pod tlakom, broj otvorenih pitanja koje praksa postavlja zahtijevaju detaljno analitičko i kompleksno numeričko razmatranje postavljenih problema. Razumijevanje tih problema i prijedlog njihovog rješavanja osnovna je zadaća znanstvenog rada u ovoj disertaciji.

Nakon uvodnog poglavlja, čitatelj se uvodi u problematiku prijevoza ukapljenih plinova morem. Opisane su osnovne značajke ukapljenih plinova, petrolejskih (LPG) i prirodnih (LNG), način njihova skladištenja i prijevoza, te navedeni rizici vezani uz njihov transport. Zatim je analizirana trenutna situacija na tržištu ukapljenih plinova. Prikazani su aktualni podaci i trendovi, na osnovi podataka dostupnih u literaturi ili s Interneta. Opisana je flota LPG i LNG brodova, a uvidom u knjigu narudžbi novih takvih brodova postaje jasno uočljiv predstojeći razvoj proizvodnje i trgovine ukapljenim plinovima. Spremnici na LPG i LNG brodovima razvrstani su prema osnovnim značajkama, a zatim je pružen uvid u pitanja sigurnosti spremnika, njihova osnivanja, gradnje i nadzora.

Sljedeće, treće poglavlje, sadrži osnove teorije tankostijenih konstrukcija, bez namjere da tu problematiku široko zahvati. Nezavisni spremnici tipa C, koji su osnovni predmet interesa u ovom radu, projektiraju se prema membranskoj teoriji. Kako će se pokazati, pouzdanost numeričkog rješenja moguće je, ali često i potrebno, vrjednovati kroz usporedbu s analitičkim rješenjem. Analitičko rješenje, unutar svojih mogućnosti, daje precizan uvid u stvarno ponašanje membranskih stijenki stvarne konstrukcije [2], te olakšava interpretaciju numeričkih rezultata. U trećem poglavlju izvedeni analitički izrazi koriste se u analizi praktičnih problema u ilustrativnim primjerima kroz poglavlja 10, 11, 12 i 13.

Savršeno izgrađen spremnik predstavljao bi idealnu, membranskim naprezanjem opterećenu strukturu kod koje bi vrijednosti naprezanja u svim njegovim elementima bile eksplicitno poznate. No, takav spremnik nije jednostavno napraviti. Štoviše, velika je vjerojatnost da će zakrivljeni limovi velikih površina, a od kojih se spremnici sastoje, sadržati određena odstupanja od savršene geometrije. Postupak zavarivanja uvest će u konstrukciju dodatna toplinska naprezanja, s time povezane deformacije, a nakon hlađenja mogu se očekivati zaostala naprezanja. Konačno, spremnik će imati oblik koji odstupa od savršenog, a na mjestima gdje su ta odstupanja izraženija može se pojaviti značajna koncentracija naprezanja. Posebno je opasan slučaj nastanka savojnih naprezanja za koja spremnik nije projektiran, kada postaje nužna njihova sanacija. Stoga četvrto poglavlje daje pregled aktualnih spoznaja o problemima koncentracije naprezanja u zavarenim spojevima brodskih konstrukcija.

Spremnici na brodovima za prijevoz ukapljenog plina imaju radni vijek koji često prelazi dvadeset godina. U tom vremenu su izloženi raznim opterećenjima, ponajprije težine tereta kojeg sadrže, zatim djelovanja valnog opterećenja, toplinskih deformacija i dr. Većina tih opterećenja su ciklička po naravi i stoga svojim djelovanjem umaraju materijal i zavarene spojeve, te u konačnici mogu dovesti do pojave zamornog oštećenja. Na to su posebno osjetljivi zavareni spojevi i sva druga mjesta koncentracije naprezanja. Poznavanjem projektnih vrijednosti naprezanja u savršenoj, nesavršenoj ili saniranoj konstrukciji, ne stiče se uvid u njenu dinamičku izdržljivost. Potrebno ju je odrediti metodama proračuna zamornog oštećenja, što je tema petog poglavlja. Tu se daje uvod u problem zamora materijala u brodskim konstrukcijama, te opisuju metode određivanja preostalog životnog vijeka strukturnih detalja. Opisan je pojednostavljeni postupak analize zamora kako ga

propisuju pravila klasifikacijskih društava, a zatim i metoda izravnog proračuna zamora metodom spektralne analize.

Spektralna analiza zamora zasniva se na detaljnom modeliranju valnog opterećenja brodske konstrukcije [3,4]. Stoga se u šestom poglavlju govori o modeliranju valnog opterećenja, kroz opis stanja mora na deterministički način kroz linearnu valnu teoriju i spektralnu analizu morske površine i odziva brodske konstrukcije. Linearna valna teorija osnova je za suvremene hidrodinamičke proračune kojima se računa globalni i lokalni odziv brodske konstrukcije na pravilnim harmonijskim valovima. Spektralna metoda pak koristi rezultate hidrodinamičkih proračuna i kombinira ih s alatima statistike i teorije vjerojatnosti kako bi se u obzir uzela vjerojatnost pojave određenog stanja mora za realne uvjete plovidbe broda na određenoj svjetskoj ili lokalnoj trgovačkoj ruti.

Sedmo poglavlje daje odgovor na pitanje: koja je posljedica cikličkog valnog opterećenja na promatrane strukturne detalje? Veliki broj ciklusa i mala amplituda odziva (naprezanja) osnovne su značajke valnog opterećenja i zato njime uzrokovana zamorna oštećenja nastaju kroz proces koji nazivamo visokociklički zamor materijala. Metode određivanja visokocikličkog zamora i način određivanja očekivanog životnog vijeka strukturnog detalja prikazane su u istom poglavlju.

Najveća razlika naprezanja u spremniku nastaje pri ukrcavanju i iskrcavanju tereta. Pri ukrcavanju naprezanja dostižu najveću vrijednost, a kod iskrcavanja najnižu i ta se promjena naprezanja odvija u ciklusima tijekom čitavog radnog vijeka spremnika i broda. Relativno mali broj ciklusa, ali uz visoke vrijednosti naprezanja, pokreću proces koji se naziva niskociklički zamor materijala. Taj je problem u analizi strukturnih detalja brodskih konstrukcija slabo istražen, a što se najbolje vidi iz činjenice da ga u svojim pravilima klasifikacijska društva većinom ne spominju. S druge strane, dobro je poznata činjenica da do prvih zamornih oštećenja i pojave pukotina dolazi već nakon nekoliko godina službe. Naknadna analiza ukazuje na visoku vrijednost naprezanja u oštećenim strukturnim detaljima, pa je opravdano pretpostaviti da je njihov uzrok upravo niskociklički zamor materijala. Visoka vrijednost naprezanja smješta proces zamora u domenu plastičnih naprezanja u materijalu što otežava analizu tog procesa. Prikaz dostupnih metoda i mogućnosti analize niskocikličkog zamora u zavarenim spojevima spremnika za prijevoz ukapljenog plina tema je osmog poglavlja.

Pregled aktualnog istraživačkog rada o kumulativnom djelovanju niskocikličkog i visokocikličkog zamora sadržaj je devetog poglavlja. Problem je prvotno prepoznat u analizi složenog opterećenja zrakoplovnih turbina [5, 6, 7], ali zbog svoje složenosti i danas ostavlja mnoga otvorena pitanja. Tek se u posljednje vrijeme u brodogradnji [8, 9] taj problem počinje sustavno analizirati, uz naglasak na praktičnu primjenu metode.

Deseto poglavlje predstavlja sustavno istraživanje praktičnog problema koncentracije naprezanja u cilindričnoj ljusci. Numerička analiza ukazuje na visoku vrijednost naprezanja na mjestu spoja cilindrične i sferične ljuske, približne vrijednosti jednake granici tečenja materijala. Klasifikacijska društva poznaju taj problem i pripisuju ga nesavršenosti modela konačnih elemenata, ali ga dopuštaju i toleriraju do određene granice zbog dobrog ponašanja konstrukcije u stvarnosti. Analitičko rješenje omogućuje usporedbu s rezultatim numeričke analize, te provjeru vjerodostojnosti pretpostavke klasifikacijskog društva.

Jedanaesto poglavlje prikazuje sanaciju problema nesavršenosti Y-spoja cilindrične ljuske i uzdužne pregrade dvodijelnog spremnika. Nesavršenost spoja uzrokuje visoku koncentraciju naprezanja, koja se mora sanirati. Razaranje zavarenih spojeva i ponovno zavarivanje limova je nepraktično, skupo i ne jamči uspješnost ponovljenog sastavljanja spremnika. Stoga je analitički i numerički parametarskom analizom istražena mogućnost nedestruktivne sanacije spremnika. Ovaj problem nije samo hipotetički, već se zasniva na sanaciji stvarne konstrukcije spremnika na brodu građenom u jednom evropskom brodogradilištu za njemačkog brodovlasnika. Opisan je čitav postupak analize, numerički i analitički, predloženo rješenje problema, te sažet rezultat analize i rezultat zamornih testova kojima su podvrgnuti spremnici prije izdavanja atesta.

Zbog očekivanog povećanja snage računala i razvoja programskih paketa, može se očekivati da će spektralna analiza postati standardni postupak analize zamora brodskih konstrukcija. Stoga dvanaesto poglavlje ilustrira metodu određivanja životnog vijeka Y-spoja uslijed kumulativnog djelovanja visokocikličkog i niskocikličkog zamora. Opisani su hidrodinamički i strukturni modeli, te svi koraci provedene spektralne analize zamora. Naglasak je stavljen na praktičnost korištenja ove vremenski i tehnički još uvijek vrlo zahtjevne analize.

Trinaesto poglavlje prikazuje zanimljiv problem pojave savojnog naprezanja u okolini zavarenog spoja segmenata hemisferičnih čela dvodijelnog spremnika. Odstupanje od idealne geometrije limova uzrokuje spajanje limova pod kutom, tvoreći tako lokalni konusni spoj. Prikazano je analitičko i parametarsko numeričko rješenje problema, te opisana sanacija strukture. Rješenje je razmotreno i odobreno od strane klasifikacijskog društva Germanischer Lloyd, te primijenjeno u praksi.

Četrnaesto poglavlje sadrži zaključna razmatranja. Rezimiraju se rezultati rada i obrazlaže ostvareni znanstveni doprinos. Također, ukazuje se na probleme koji prate analizu sigurnosti spremnika na brodovima za prijevoz ukapljenog plina i daje prijedloge za buduća znanstvena istraživanja.

Hipoteza rada

Pretpostavlja se da je specifičnu konstrukciju, neovisni spremnik za prijevoz ukapljenog plina, moguće analizirati detaljnije i pouzdanije nego što to zahtijevaju pravila klasifikacijskih društava za odobrenje tehničke dokumentacije. To se prvenstveno odnosi na izbor oblika i izvedbu strukture i njenih detalja u cilju smanjenja koncentracije naprezanja, točniji izračun hidrodinamičkog opterećenja spremnika i povećanje otpornosti konstrukcije na zamor materijala.

Cilj rada je istražiti ponašanje strukturnih detalja i zavarenih spojeva konstrukcije u realističnim uvjetima statičkog i dinamičkog opterećenja, te usporedba s postojećim pravilima i propisima.

Usavršit će se postupak osnivanja spremnika u skladu s tendencijom "osnivanje za proizvodnju" (design for production).

2. PRIJEVOZ UKAPLJENOG PLINA MOREM – BRODOVI I SPREMNICI

2.1 Ukapljeni plin

Agregatno stanje plina ovisi o dva parametra: temperaturi i tlaku. Tipičan P-V dijagram sastoji se od izotermičkih krivulja koje razdvajaju područja u kojima će plin biti u plinovitom, ukapljenom ili prijelaznom (istodobno plinovitom i ukapljenom) stanju.

Iznad tzv. kritične temperature, povećanjem tlaka plin se ne može dovesti u ukapljeno stanje. Ta je kritična temperatura specifična značajka pojedinog plina. Plinovi kojima je kritična temperatura viša od temperature okoline mogu se u tekuće agregatno stanje dovesti povećanjem tlaka, dok plinove kod kojih to nije slučaj treba rashladiti ispod kritične temperature.

Temperatura kod koje plin postaje ukapljen (pri atmosferskom tlaku) ovisi od plina do plina, ali za petrolejske plinove nikada nije viša od -55 stupnjeva celzijusa. Za etilen je ta temperatura -104 stupnja, a za metan -162 stupnja. Premda bi se u teoriji plin visokim tlakom mogao sabiti do gustoće približno jednake njegovoj kapljevin, težina i cijena odgovarajućih spremnika najvjerojatnije bi učinila takav transport plina neekonomičnim. Za sada, svi plinovi prevoze se isključivo u ukapljenom stanju.

Specifična gustoća ukapljenog plina iznosi od 0.42 t/m^3 (metan) do 0.96 t/m^3 (vinil-klorid), a za petrolejske plinove oko 0.6 t/m^3 . Zbog toga brodovi za prijevoz ukapljenog plina imaju veliki kapacitet u odnosu na vlastitu težinu, pa se njihova nosivost uobičajeno izražava u prostornim metrima.

Tablica 2-1 Osnovna fizikalna svojstva najčešćih ukapljenih plinova

Tipični ukapljeni plinovi				
Naziv	Temperatura hlapljenja, °C	Gustoća tekućine pri temperaturi hlapljenja, kg/m ³	Tlak plinovitog stanja, pri 45 °C, MPa	Tip broda prema IMO kodeksu
Amonijak	-33.4	681	1.78	2G/2PG
Butadien	-5	650	0.51	2G/2PG
Butan norm.	-0.5	601	0.43	2G
Butan iso	-11.7	595	0.52	2PG
Klorin	-34.6	1557	0.126	1G
Etan	-89	546.7	5.4	2G
Etilen	-103.7	570	4.24 pri 0 °C	2G
Metan (LNG)	-161.5	425	4.21 pri -86 °C	2G
Propan	-42.1	583	1.57	2G/2PG
Propilen	-47	606	1.87	2G/2PG
Vinil klorid	-13.7	965	0.68	2G/2PG

2.2 Osnovne značajke LNG i LPG brodova

Prirodni plin je po svom osnovnom sastavu metan, s malim primjesama drugih ugljikohidrata, vode, ugljičnog dioksida, dušika, kisika i sulfida. Pri ukapljivanju se većina tih primjesa uklanja nakon čega ostaje praktički čisti metan. Prirodni plin smatra se najčišćim fosilnim gorivom.

Prirodni plin ukapljuje se pri atmosferskom tlaku na temperaturi od -161°C , kada postaje prozirna tekućina nalik vodi, bez okusa i mirisa. Specifična težina mu je približno upola manja od vode, a kao tekućina zauzima otprilike 600 puta manji volumen nego u plinovitom stanju pri atmosferskom tlaku. Nema korozivna svojstva i nije toksičan. U tekućem stanju nije eksplozivan. Pri isparavanju nastaje oblak plina koji je dobro vidljiv. Zagrijavanjem plina proces isparavanja se ubrzava, plin postaje lakši od zraka i podiže se uvis. Zapaljiv je pri koncentraciji u zraku između 5.3% i 14%.

Ukapljeni petrolejski plinovi zauzimaju približno 250 puta manji volumen nego u plinovitom stanju. Zapaljivi su, propan pri koncentraciji u zraku od 2.2% do 9.5%, a butan od 1.8% do 9.4%. Po ostalim svojstvima nalikuju ukapljenom prirodnom plinu.

2.3 Rizici korištenja ukapljenog prirodnog i petrolejskih plinova

U tekućem stanju ukapljeni plin nije opasan, osim pri dužem izravnom dodiru s ljudima i drugim živim organizmima zbog opasnosti od smrzavanja. Također, niska temperatura kapljevine može prouzročiti oštećenje okolne konstrukcije i postrojenja. Ukapljeni plin se kod razlijevanja širi prostorom poput svake druge tekućine. Odmah počinje isparavati u dodiru s toplijom okolinom, prirodni plin brže a petrolejski plinovi sporije. U dodiru s ukapljenim plinom površinski sloj zemlje smrznut će se nakon dvije do tri minute i usporiti hlađenje, dok će proces teći ravnomjerno na vodi koja ima veću toplinsku provodljivost. U naročitom omjeru ukapljenog prirodnog plina i vode može doći do vrlo brze izmjene agregatnog stanja nalik eksploziji [10].

Kada se koncentracija plina u zraku nađe unutar određenih vrijednosti, na određenoj udaljenosti od mjesta istjecanja plina, plin postaje zapaljiv. Zapaljeni plin je gotovo nemoguće ugasiti te se mora ostaviti da postupno izgori. Pri tome ne postoji opasnost od detonacije prirodnog plina na otvorenom, dok je eksplozija kritične mješavine zraka i plina moguća u zatvorenim prostorima. Petrolejski plinovi su opasniji u tom smislu zbog dužeg perioda hlađenja i zbog mogućnosti eksplozije zatvorenih spremnika kada su izloženi visokoj temperaturi. Konačno, plinovi su toksični i mogu uzrokovati gušenje uslijed nedovoljnog udjela kisika u zraku.

Mjere sigurnosti kojima se umanjuje rizik rada s ukapljenim plinovima propisani su SOLAS¹ i MARPOL² konvencijama, pravilima klasifikacijskih društava, propisima luka i terminala i dr. Općenito, prijevoz ukapljenog plina smatra se vrlo sigurnim, uz mali broj zabilježenih incidenata [11].

2.4 Pomorski prijevoz ukapljenih plinova

Povijest pomorskog prijevoza plina duža je od šezdeset godina. Početkom se može smatrati 1947. godina, kada je teretni brod "Nathalie O. Waren" preuređen u brod za prijevoz plina, s 58 uspravno postavljenih spremnika.

¹ SOLAS – International Convention for the Safety of Life at Sea, 1974. Ova konvencija smatra se jednim od najvažnijih međunarodnih propisa koji se odnose na sigurnost pomorske trgovačke flote. Prvi put je usvojena 1914. g. nakon potonuća Titanic-a. Osnovni cilj konvencije je specificirati minimalne sigurnosne standarde konstrukcije, opreme i uvjeta korištenja broda u službi. Sadrži propise koji se odnose na nadzor različitih vrsta brodova, te opis dokumentacije i certifikata o udovoljenju tih propisa.

² MARPOL – International Convention for the Prevention of Pollution from Ships, 1973, 1978. MARPOL je osnovna međunarodna konvencija o zaštiti morskog okoliša od zagađenja uzrokovanih korištenjem broda u službi (otpadne vode, otpad i dr.), te pomorskim nesrećama.

Do pojave prvih suvremenih brodova za prijevoz ukapljenog (prirodnog) plina moralo je proći još petnaestak godina, kada su izgrađeni sestrinski Methane Princess i Methane Progress, slika 2-1. Izgrađeni 1964. godine za službu na trgovačkoj ruti između Alžira i Canvej otoka, za Shell tankers (UK), imali su motor (turbinu) koji je trošio i naftu i prirodni plin, a s devet spremnika ukupnog kapaciteta 12500 tona ostvarivali su brzinu od 18 čvorova.



Slika 2-1 Methane Princes i Methane Progress [12]

Plin se može ukapljiti na tri osnovna načina i prema tome razlikujemo tri grupe brodova za prijevoz ukapljenog plina.

2.4.1 Prijevoz plina pri temperaturi okoline, pod visokim tlakom

Brodovi koji ukapljene plin prevoze pod tlakom višim od tlaka isparavanja plina, prevoze ga u spremnicima koji imaju sva obilježja posuda pod tlakom.

Prvi brodovi za prijevoz ukapljenog plina prevozili su teret na taj način. Sadržali su brojne posude pod tlakom, često postavljene uspravno u skladišnom prostoru. Takvim brodovima bilo je moguće prevoziti više različitih vrsta ukapljenog plina ili kemikalija. Takav način prijevoza bio je skup zbog nepovoljnog odnosa težine tereta i težine broda, te nepraktičan u manipulaciji zbog velike količine opreme, cjevovoda i instrumenata na svakom spremniku posebno.

2.4.2 Prijevoz djelomično ohlađenog plina, pod umjerenim tlakom

Plinovi kojima je temperatura isparavanja manja od temperature okoline prevoze se u spremnicima pod umjerenim tlakom, pothlađeni pomoću uređaja za rashlađivanje na brodu. Na takav način prevoze se petrolejski i petrokemijski plinovi, te amonijak i etilen.

Brodovi koji prevoze tako ukapljene plin mogu prilagoditi parametre tlaka i temperature tako da optimalno odgovaraju zahtjevima ukrcajnih i iskrcajnih terminala.

2.4.3 Prijevoz potpuno rashlađenog plina, pod atmosferskim tlakom

Ukapljivanje plina izvedeno potpunim hlađenjem do temperature ukapljivanja omogućuje njegov prijevoz u spremnicima pod atmosferskim ili tek nešto višim tlakom. Gustoća plina povećava se snižavanjem temperature, pa se uz isti kapacitet spremnika može prevesti veća količina plina.

Na takav način prijevoz plina obavlja se:

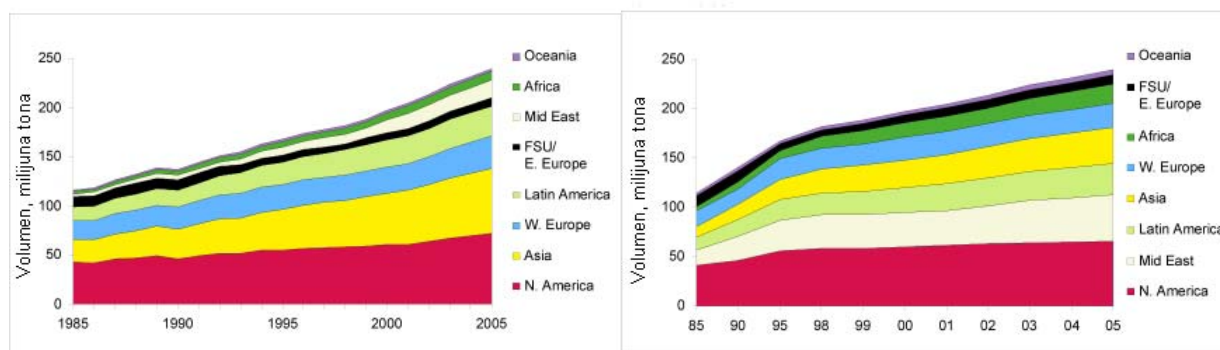
- Brodovima za prijevoz petrolejskih plinova i amonijaka, uz temperaturu hlađenja od -48°C i kapacitetom spremnika od 5000 do 80000 m^3 .
- Brodovima za prijevoz etilena, uz temperaturu hlađenja od -104°C i kapacitetom spremnika od 1000 do 30000 m^3 .
- Brodovima za prijevoz ukapljenog prirodnog plina (LNG), uz temperaturu hlađenja od -163°C i kapaciteta spremnika do 200000 m^3 .

Ovakav način prijevoza ukapljenog plina omogućuje gradnju brodova vrlo velikog kapaciteta. Zbog tlaka u spremnicima koji je tek nekoliko stotina milibara viši od okolišnog, konstrukcija je manje robusna, te je jeftinija i jednostavnija za održavanje u odnosu na spremnike pod tlakom. Ovi brodovi opremljeni su postrojenjem za hlađenje plina ispod apsolutne temperature isparavanja, neovisno o uvjetima plovidbe. Isparavanje prirodnog plina koristi se ponekad za pogon LNG brodova, odnosno isparenje se ponovo ukapljuje odgovarajućim procesom i vraća u spremnik kod LPG brodova.

2.5 Ponuda i potražnja – LPG

Porast potražnje za LPG proizvodima iznosi u prosjeku 3.7% godišnje, odnosno više od prosječnih 1.7% godišnje za naftne proizvode, prema podacima iz 2000. g. [13]. U novije doba potražnja raste najviše u petrokemijskoj industriji, te u kućanstvima i drugim javnim potrošačima. Ukupna potražnja za 2005. g. procijenjuje se na 240 milijuna tona plina godišnje, što je po regijama raspodijeljeno kako prikazuje slika 2-2a.

Značajan rast potražnje očit je na tržištima u razvoju, prvenstveno u Aziji gdje je potražnja u posljednjih godina utrostručena, sa 20 na 65 milijuna tona. Pri tome Kina ima pojedinačno najveći porast potreba za LPG proizvodima od 19% godišnje. Potrebe Koreje rastu prosječno 7%, a Japana 1% godišnje. Pad potražnje bilježe samo zemlje istočne Evrope i bivšeg Sovjetskog saveza zbog ekonomske stagnacije i on iznosi prosječno 5% godišnje prema podacima od 1985. do 2000.g.



Slika 2-2 Potražnja (lijevo) i ponuda (desno) petrolejskih plinova [13]

Ponuda LPG proizvoda nastoji pokriti potrebe tržišta, kako je prikazano slikom 2-2b. Očekuje se da će do 2020 g. ponuda premašiti 300 milijuna tona, porastom proizvodnje prvenstveno u zemljama Afrike, Azije i Južne Amerike.

2.6 Flota LPG i LNG brodova

Brodovi za prijevoz prirodnog i petrolejskih plinova, odnosno LNG i LPG brodovi, čine više od 90% ukupne svjetske flote brodova za prijevoz ukapljenih plinova. Od toga, ukupno najveću zapreminu imaju LNG brodovi, slika 2-3, koji najčešće plove na stalnim rutama tijekom čitavog životnog vijeka od 20 do 25 godina.



Slika 2-3 LNG brod, 145000 m³, Moss-Type spremnici

Najstariji aktivni LNG brodovi su "Cinderela", izgrađen 1964. godine i "Hoegh Galleon", izgrađen 1974. godine. Oba broda već su bila predviđena za otpis, no izbjegla su tu sudbinu i danas najčešće plove uz španjolsku obalu.

Svjetska flota LNG brodova sastoji se od 183 broda. Tablica 2-2 brojčano ilustrira udio pojedine zemlje u gradnji te vrste brodova. Brodovi su klasificirani prema:

- American Bureau of Shipping, 25 brodova
- Bureau Veritas (FR), 24 broda,
- Korean Register, 2 broda,
- Lloyd Register, 66 brodova,
- Nippon Kaiji Kyokai, 37 brodova,
- Det Norske Veritas, 26 brodova,
- RINA, 3 broda.

Većina tih brodova u službi je u vodama Tihog oceana (106), zatim Atlantskog oceana (67) i ostalim vodama (10). Najčešće sadrže membranske spremnike tipa Technigaz i Gaztransport koji se nalaze u 91 brodu. Slijede spremnici Moss tipa, koji su ugrađeni u 83 broda, dok su ostale vrste spremnika bitno manje zastupljene. Kapacitet trenutno najvećeg LNG broda iznosi 149172 m³, a najskuplji izgrađeni brod koštao je 290 milijuna dolara.

Tablica 2-2 Broj LNG brodova prema zemlji gradnje [14]

Belgija	1	Koreja	48
Finska	4	Nizozemska	1
Francuska	31	Norveška	7
Njemačka	2	Španjolska	6
Italija	4	Švedska	4
Japan	62	SAD	13

Druga po redu po ukupnoj zapremini, ali najveća prema broju brodova, jest flota LPG brodova, slika 2-4. Među njima najbrojniji su oni koji prevoze potpuno rashlađene plinove.



Slika 2-4 LPG brod, 84000 m³

Flota LPG brodova broji približno tisuću brodova, od čega:

- kapaciteta do 5000 m³ – 620 brodova,
- kapaciteta od 5000 do 10000 m³ – 150 brodova,
- kapaciteta 10000 do 20000 m³ – 70 brodova,
- kapaciteta od 20000 do 50000 m³ – 60 brodova,
- kapaciteta većeg od 50000 m³ – 125 brodova.

Svjetska flota LPG brodova, potpuno rashlađenih, kapaciteta preko 10000 m³ broji 183 broda. Udio u tom broju prema zemlji gradnje prikazan je tablicom 2-3. Najveći takav brod ima kapacitet nešto preko 100000 m³, dok im je prosječan kapacitet oko 60000 m³.

Tablica 2-3 Broj LPG brodova, potpuno rashlađenih, kapaciteta preko 10000 m³, prema zemlji gradnje [14]

Belgija	10	Japan	97
Finska	6	Koreja	20
Francuska	16	Norveška	9
Njemačka	5	Poljska	5
Italija	7	UK	8

Očekivani godišnji porast trgovine prirodnim plinom iznosi oko 10%, odnosno oko 3% za petrolejske plinove. Sukladno tim previđanjima bilježe se i stalne nove narudžbe LNG i LPG brodova.

Knjiga narudžbi LNG brodova s kolovozom 2005.g. broji 127 brodova. Ti brodovi gradit će se u Koreji (91 brod), Japanu (30), Francuskoj (3), Kini (2) i Španjolskoj (1). Kapacitet i cijena naručenih brodova zbirno je prikazana tablicom 2-4.

Knjiga narudžbi LPG brodova, s potpuno rashlađenim teretom i kapaciteta preko 10000 m³, broji 57 brodova, koji će se graditi u Koreji (48 brodova) i Japanu (9). Njihov kapacitet i cijena zbirno su prikazani tablicom 2-5.

Tablica 2-4 LNG brodovi u knjizi narudžbi, kolovoz 2005 [14].

	Min.	Maks.	Prosječno
Kapacitet [m³]	2500	217000	153969
Cijena [milijuna USD]	150	260	188

Tablica 2-5 LPG brodovi, potpuno rashlađeni, kapaciteta preko 10000 m³, u knjizi narudžbi, kolovoz 2005 [14].

	Min.	Maks.	Prosječno
Kapacitet [m³]	35000	84000	68325
Cijena [milijuna USD]	41.4	96	72

2.7 Spremnici plina na LPG i LNG brodovima

Postoje dvije osnovne vrste spremnike na brodovima za prijevoz ukapljenog plina: integralni i nezavisni. Integralni spremnici u cijelosti ili djelomično sudjeluju u čvrstoći broda, dok nezavisni spremnici ne sudjeluju u čvrstoći broda. Spremnike je moguće podijeliti u sljedeće osnovne kategorije:

1. integralne, koji su sastavni dio brodske strukture i izravno sudjeluju u čvrstoći trupa,
2. membranske, kod kojih se nenasiva membrana u potpunosti oslanja na izolaciju,
3. polu-membranske, kod kojih se membrana djelomično oslanja na izolaciju,
4. nezavisne spremnike tipa A, B i C.

Ova podjela zadržala se u kodeksu *"International Code for the Construction and Equipment of Ships Carrying Liquefied Gases in Bulk (IGC)"* i pravilima klasifikacijskih društava. Ipak, od 70-tih godina brodovi s integralnim i polu-membranskim spremnicima, kao i brodovi sa spremnicima s unutarnjom izolacijom, ne proizvode se zbog visoke cijene gradnje [15].

Pojedine vrste spremnika tzv. sekundarna barijera dijeli od ostatka brodske strukture. Njena je svrha zadržati i spriječiti curenje izvan spremnika u brodski prostor za period od najmanje 15 dana, kako bi brod u potpunoj sigurnosti doplovio do odredišta.

Za membranske, polumembranske i nezavisne spremnike tipa A zahtjeva se potpuna sekundarna barijera, koja mora moći zadržati ukupnu količinu ukapljenog plina. Tip B nezavisnih spremnika može imati djelomičnu sekundarnu barijeru, jer se pretpostavlja da curenje tereta ne može biti značajno, dok tip C ne treba imati sekundarnu barijeru.

2.7.1 Integralni spremnici

Integralni spremnici sastavni su dio strukture brodskog trupa, te su podvrgnuti jednakom opterećenju i istim naprezanjima. Projektni tlak uobičajeno ne prelazi vrijednost od 0.25 bara. Pojačavanjem strukture moguće je vrijednost tlaka povećati do najviše 0.7 bara.

Integralni spremnici koriste se za terete kojima temperatura hlađenja nije niža od -10°C .

2.7.2 Membranski spremnici

Membranski spremnici sadrže tanku membranu koja se preko sloja izolacije oslanja na brodsku strukturu. Membrana mora biti građena tako da toplinske i druge deformacije ne uzrokuju u njoj dodatna naprezanja.

Projektni tlak uobičajeno ne prelazi vrijednost od 0.25 bara. Ojačavanjem strukture i izolacije, moguće je vrijednost projektnog tlaka povećati na najviše 0.7 bara.

U posebnim okolnostima moguće je membrane izvesti tako da čine sastavni dio izolacije. Debljina membrane ni u kojem slučaju ne prelazi 10mm.

2.7.3 Polu-membranski spremnici

Polu-membranski spremnici su nesamostojeći spremnici načinjeni tako da se jednim svojim dijelom putem izolacije oslanjaju na brodsku strukturu, a drugim, zaobljenim dijelovima povezuju ove prve i ujedno preuzimaju eventualne toplinske deformacije, odnosno stezanje i širenje spremnika.

I kod ovih spremnika projektni tlak uobičajeno ne prelazi vrijednost od 0.25 bara. Ojačavanjem strukture i izolacije, moguće je vrijednost projektnog tlaka povećati na najviše 0.7 bara.

2.7.4 Nezavisni ili samostojeći spremnici

Nezavisni spremnici su u potpunosti samostojeći spremnici. Ne čine sastavni dio brodskog trupa i ne sudjeluju u čvrstoći trupa.

Mogu se podijeliti u tri kategorije:

1. Tip A, koji se projektira u cijelosti prema pravilima klasifikacijskog društva, bez preciznog određivanja polja naprezanja,
2. Tip B, kod kojeg se projekt zasniva na točnijim proračunima, modelskim i drugim ispitivanjima, u cilju preciznog određivanja vrijednosti naprezanja i vjerojatnosti pojave i širenja pukotine,
3. Tip C, koji spada u posude pod tlakom i koji mora zadovoljiti kriterije čvrstoće.

Ova podjela je usko povezana s projektnim tlakom u pojedinoj vrsti spremnika.

2.7.4.1 Nezavisni spremnici – tip A

Nezavisni spremnici tipa A najčešće su prizmatičnog poprečnog presjeka i sastavljeni od ravninskih strukturnih elemenata. Svojem oblikom prate oblik skladišnog prostora, odnosno brodskog trupa i stoga maksimalno popunjavaju postojeći prostor.

Tlak u njima iznosi najviše 0.7 bara, odnosno u prosjeku 0.25 bara, te se ukapljeni plin u takvim spremnicima prevozi potpuno ohlađen i pri tlaku tek nešto višim od atmosferskog.

Spremnici moraju biti izgrađeni od čelika koji zadržava dobra mehanička svojstva (žilavost) na vrlo niskim temperaturama. Spremnike valja izolirati od okoline kako bi se smanjila količina energije potrebna za održavanje tereta na zadanoj temperaturi. Kao izolacija poslužit će poliuretan, poliester ili polistiren, kojima se ujedno nastoji spriječiti pojava kondenzata koji može uzrokovati rđanje.

Između spremnika i oslonaca, koji čine dio broorskog trupa, izolaciju čini tvrdo drvo ("azoke" ili "iroko") ili pak naročiti laminati koji podnose visoka tlačna naprezanja. Ta struktura mora nositi spremnik i ujedno dopustiti relativno pomicanje spremnika i oslonaca kod elastičnih toplinskih deformacija.

Kapacitet brodova s ovakvim spremnicima je stalno u porastu i sve češće je veći od 100000 m³. Njima se ekonomično i na velike udaljenosti prevoze petrolejski plinovi, amonijak, vinil-klorid i dr.

2.7.4.2 Nezavisni spremnici – tip B

Nezavisni spremnici tipa B često su sfernog ili "bilobe" oblika, kapaciteta od 2000 do 8000 m³, a najviše 30000 m³, a mogu biti i prizmatičnog oblika. Temperatura ukapljenog plina u njima kreće se od –10 do –104⁰ C, a tlak od 3 do 8 bara.

Zbog umjerenog tlaka u spremnicima oni su većih dimenzija i svojim oblikom povoljnije prate oblik broskih skladišta. U "bilobe" izvedbi, spremnici se sužuju prema pramcu broda radi boljeg iskorištenja prostora. U brod "Gaz Nordzee" ugrađen je "trilobe" spremnik i to je jedan od najvećih LPG brodova.

Zbog relativno velikih dimenzija, naprezanja u spremnicima tipa B mogu doseći visoke vrijednosti. Stoga je pri projektiranju potrebno točnije odrediti ta naprezanja, metodom konačnih elemenata ili drugačije [16].

2.7.4.3 Nezavisni spremnici – tip C

Nezavisni spremnici tipa C na suvremenim brodovima cilindričnog su ili sfernog oblika. Tlak u spremnicima može doseći 18 bara i mora se održavati bez obzira na uvjete plovidbe. Kapacitet spremnika je najčešće od 1000 do 3000, najviše do 5000 m³.

U takvim spremnicima prevoze se petrolejski plinovi i amonijak pri temperaturi okoline. Brodovi stoga ne moraju sadržati uređaj za ukapljivanje isparenog plina niti uređaje za hlađenje spremnika.

Spremnici su neovisni o strukturi broda, a trup broda i spremnici tijekom službe moraju se deformirati na način da međusobno ne uzrokuju nedopuštena naprezanja. Brodovi s ovakvim spremnicima odlikuju se jednostavnom konstrukcijom. Grade se u brodogradilištima u Evropi i Japanu, od čelika povišene čvrstoće s granicom tečenja od oko 360 MPa, odnosno 500 MPa. U ovom drugom slučaju oplatu spremnika moguće je stanjiti, ali po cijenu primjene zahtjevnijeg postupka zavarivanja i uklanjanja zaostalih naprezanja toplinskom obradom.

2.8 Konstrukcijske značajke spremnika

2.8.1 O pravilima

Posude pod tlakom sadrže potencijalnu energiju koja u slučaju naglog oslobađanja može uzrokovati štetu u vlastitom okruženju, prouzročiti onečišćenje okoliša, te dovesti do ozljeda ali i do gubitka ljudskih života. S razvojem industrije raste i potreba za posudama pod tlakom, pa je njihovu gradnju i upotrebu potrebno regulirati pravilima sigurnosti [17].

Većina evropskih zemalja posjeduje takva pravila, npr. britanski BS5500 "Specification of Unfired Fusion Welded Pressure Vessels", njemački AD Merkblätter "Pressure Vessel Code" i francuski CODAP "Code for Pressure Vessel Design". Premda svaki od tih propisa osigurava minimalne kriterije sigurnosti, najčešće propis priznaje samo zemlja iz koje on izvorno potječe. Takva isključivost prepoznata je kao svojevrsna trgovinska barijera, pa je 1997. godine Evropska zajednica donijela uredbu 97/23/EC "Pressure Equipment Directive (PED)", a koja je stupila na snagu 2002. godine, i koja usklađuje propise država članica koji se odnose na projektiranje, gradnju, ispitivanje i ispravnost posuda pod tlakom i pripadajuće opreme.

Na sličan način SAD propisuje ekvivalentan skup propisa, ASME "Boiler and Pressure Vessel Code, Sec. VIII", koji se primjenjuju u svim državama te zemlje.

Prijevoz ukapljenog plina povezan je s rizicima od zapaljenja i eksplozije, te toksičnim djelovanjem na ljude i okoliš. Ujedno, teret je korozivan i prevozi se pod visokim tlakom i niskim temperaturama. Kodeks International Maritime Organisation (IMO) propisuje pravila za osnivanje spremnika, koji je operacionaliziran od strane International Association of Classification Societies (IACS) i svako ih klasifikacijsko društvo ima uvršteno u svoje propise. Oni obuhvaćaju: nadzor i odobrenje gradnje, sposobnost preživljavanja broda, smještaj spremnika, raspored elemenata broskog trupa i teretnog prostora, smještaj i izvedbu posuda pod tlakom, cjevovoda, materijala, sustava za kontrolu temperature, ventilacije i električne instalacije, sustava za zaštitu od požara, propisuju stanja krcanja spremnika i mogućnost korištenja tereta kao goriva za glavni brodski motor.

Osnovni skup pravila o projektiranju brodova za prijevoz ukapljenog plina propisan je od strane International Maritime Organization u rezoluciji Povjerenstva za pomorsku sigurnost MSC.5(48) pod nazivom "*International Code for the Construction and Equipment of Ships carrying liquefied gasses in bulk (IGC Code)*".

Pravila Germanischer Lloyd, kao i svih drugih klasifikacijskih društava, obuhvaćaju IMO pravila, kao i sve njihove naknadno objavljene promjene i dopune.

2.8.2 Općenito o konstrukciji brodova za prijevoz ukapljenog plina

Konstrukcija brodova za prijevoz ukapljenog plina ovisi o vrsti tereta koji se prevozi. Kombinacija temperature i tlaka koja plin održava u ukapljenom stanju odredit će veličinu, oblik i smještaj spremnika na brodu. Istodobno, specifična gustoća tereta postavlja pred brodograditelje dodatne zahtjeve.

Zahtjevani kapacitet brodova za prijevoz ukapljenog plina najčešće se ostvaruje povećanim gazom broda, jer dužina broda najviše utječe na cijenu, dok širina broda određuje snagu pogona i brzinu broda. Do sredine sedamdesetih odnos dužine i gaza broda bio je tipično oko 10:1, dok je odnos gaza i širine iznosio od 0.45:1 do 0.65:1.

Kod brodova s nezavisnim spremnicima veća iskoristivost prostora ostvaruje se postavljanjem spremnika tako da nadilaze glavnu palubu. Upravo po cilindričnim ili sfernim spremnicima koji proviruju iznad glavne palube LPG i LNG brodovi lako su prepoznatljivi. S druge strane, brodovi s prizmatičnim spremnicima izvana se naočigled ne razlikuju od tankera. No i kod njih je glavna paluba povišena.

Valja spomenuti i da spremnici za ukapljeni plin ne mogu poslužiti za balast praznog broda, već tome služe zasebni spremnici. Izolacija k tome dodatno zauzima iskoristivi prostor, osim na nezavisnim spremnicima tipa C kod kojih nije potrebna.

2.8.3 Sposobnost preživljavanja broda

Sposobnost preživljavanja broda (uslijed havarije, nasukavanja, prodora vode itd.) propisana je IMO dokumentom "MSC/Circ 406 of 14.06.1985, *Guidelines for the Uniform Application of the IBC/IGC Codes*". Prema tom propisu brodovi za prijevoz ukapljenog plina projektiraju se u skladu s jednim od sljedećih standarda:

- TYPE 1G – za brodove za prijevoz ukapljenog plina kod kojih se zahtjevaju najviše mjere predostrožnosti protiv istjecanja tereta iz spremnika u okoliš,
- TYPE 2G – za brodove kod kojih se zahtjevaju značajne mjere predostrožnosti,
- TYPE 2PG – isto kao TYPE 2G, ali za brodove čija dužina ne prelazi 150m, a teret prevoze u nezavisnim spremnicima tipa C, pod tlakom višim od 7 bara i temperaturom višom od -55°C ,
- TYPE 3G – za brodove kod kojih se zahtjeva umjerena predostrožnost protiv istjecanja tereta iz spremnika u okoliš.

Drugim riječima, brodovi TYPE 1G su brodovi koji prevoze teret od najvećeg rizika po okoliš, dok se kod TYPE 2 i TYPE 3 brodova taj rizik proporcionalno smanjuje. U smislu te podjele propisuje se i smještaj spremnika u teretnom prostoru, kako je prikazano slikom 2.1.

2.8.4 Osnivanje spremnika

Osnivanje spremnika odvija se u sljedećim koracima [18]:

1. Definiranje oblika spremnika i potrebne zračnosti u odnosu na brodsku konstrukciju.
2. Izbor materijala i postavljanje kriterija čvrstoće prema pravilima klasifikacijskog društva.
3. Određivanje unutarnjeg tlaka, koji se sastoji od zadanog projektnog tlaka plinskih para i tlaka ukapljenog plina, kojeg čini kombinacija hidrostatskog i hidrodinamičkog tlaka ovisnih o gravitacijskom i inercijskom ubrzanju tekućine.
4. Proračun sastavnica ubrzanja zbog njihanja broda na valovima pomoću jednostavnih formula. Rezultirajuće ubrzanje određuje se konstruiranjem elipse ubrzanja u poprečnoj i uzdužnoj ravnini broda.
5. Proračun debljine plašta spremnika pomoću jednostavnih formula za membransko naprezanje posuda pod tlakom i dopuštenih naprezanja.
6. Dimenzioniranje uzdužne pregrade na osnovi membranskih sila i lateralnog opterećenja zbog djelomično ispunjenih odjeljaka.
7. Dimenzioniranje vakuumskih prstenova koji osiguravaju stabilnost plašta u slučaju potlaka u spremniku.
8. Analiza stabilnosti cilindričnog plašta i hemisferičnih ili torisferičnih čela spremnika zbog razlike vanjskog atmosferskog tlaka i minimalnog unutarnjeg tlaka.

9. Analiza čvrstoće nosivih prstenova spremnika, koji prenose statično i dinamičko opterećenje spremnika na brodsku konstrukciju putem sedlastih oslonaca. Nosivi prstenovi opterećeni su cirkularnim smičnim opterećenjem od poprečne sile zbog savijanja spremnika između dva oslonca.
10. Analiza čvrstoće pljuskače kojom se smanjuje opterećenje zapljuskivanja tekućine u djelomično napunjenom spremniku.

Posebnu pozornost treba posvetiti koncentraciji naprezanja na spojevima strukturnih elemenata spremnika.

2.8.5 Projektna opterećenja

Spremnici, kao i nosači spremnika, moraju se projektirati uzimajući u obzir odgovarajuću kombinaciju sljedećih vrsta opterećenja [GL Rules, Chapter 6]:

- Unutarnji tlak,
- Vanjski tlak,
- Dinamičko opterećenje uslijed njihanja broda na valovima,
- Toplinska opterećenja
- Zapljuskivanje tekućine u spremnicima,
- Opterećenje broda na mirnoj vodi,
- Opterećenje uslijed težine spremnika i tereta i reakcija u osloncima,
- Težina izolacije,
- Opterećenje uslijed postojanja tornjeva i drugih dodatnih strukturnih detalja.

Unutarnji tlak predstavlja kombinaciju projektnog statičkog tlaka pod kojim se sprema ukapljeni plin, P_0 , te dinamičkih tlakova koji nastaju uslijed gravitacijskog i inercijskih ubrzanja uslijed njihanja broda na valovima (ne računajući zapljuskivanje slobodne površine kapljevine), P_{gd} , tako da je:

$$P_i = P_0 + P_{gd} \quad (2.1)$$

Izračun vrijednosti dinamičkog tlaka objašnjen je u poglavlju 6.

Pod opterećenjem uslijed vanjskog tlaka podrazumijeva se opterećenje uslijed razlike između najviše vrijednosti vanjskog tlaka i minimalnog unutarnjeg tlaka (maksimalni vakuum) kojoj je bilo koji dio spremnika izložen.

Zapljuskivanje se ne uzima u obzir kod potpuno ispunjenih spremnika, dok je za djelomično ispunjene spremnike potrebno provesti posebna ispitivanja i proračune [19]. Problem zapljuskivanja slobodne površine tekućine o stjenke spremnika značajan je problem jer uvjetuje ukrcaj ukapljenog plina u količini koja mora odgovarati kapacitetu spremnika broda.

Prolazna (tranzijentna) toplinska opterećenja razmatraju se samo za spremnike u kojima se prevozi teret pri temperaturi nižoj od -55°C .

2.8.6 Pljuskače

Djelomično ispunjeni spremnici izloženi su značajnim dinamičkim silama uslijed zapljuskivanja tekućine, te se u njih uobičajeno ugrađuju pljuskače: posebni (perforirani) strukturni

elementi koji omogućuju prolaz tekućine duž spremnika, ali pritom prigušuju njeno gibanje. Pljuskače ne sudjeluju u čvrstoći spremnika. Projektiranje pljuskača nije obuhvaćeno Pravilima klasifikacijskih društava, već se numeričkim postupcima (FEM) nastoje utvrditi optimalna topologija i dimenzije pljuskača [20].

2.9 Materijali i izolacija spremnika

Kod izbora materijala spremnika odlučujuća je njegova žilavost na niskim temperaturama. Za veliki broj vrsta metala i metalnih legura moguće je ustanoviti temperaturno područje kod kojega se njihova svojstva mijenjaju tako da materijal postaje žilav ili krt. To prijelazno područje određuje minimalnu temperaturu kod koje se materijal može upotrijebiti. Određeni metali i legure zadržavaju svojstvo žilavosti i kod vrlo niskih temperatura, npr. austenitni čelici, nikal, bakar, aluminij i olovo. Zadovoljavajuća žilavost kod niskih temperatura ostvaruje se biranjem nekog od tih materijala ili legiranjem s običnim čelicima, najčešće s niklom.

Kada najniža temperatura spremnika na LPG brodovima iznosi oko -55°C kao materijal se najčešće koristi sitnozrnati C-Mg čelik legiran s približno 0.5% nikla. Zavar se popunjava materijalom koji sadrži 1% do 3% nikla, radi povećanja žilavosti.

Spremnici za prijevoz etilena izloženi su temperaturi od -104°C i izrađuju se od čelika legiranog s 5% nikla, ali se i 3.5%-tna legura može koristiti kod spremnika sa sekundarnom barijerom.

LNG spremnici sadrže teret rashlađen na -162°C , a osnovni materijali za njihovu gradnju jesu: čelik legiran s 9% nikla, aluminijska legura (Al 4.5 Mg 0.7 Mn), austenitni čelici i Invar (Fe-36Ni.).

Tablice 2-6 i 2-7 prikazuju kemijski sastav i neka fizikalna svojstva materijala za izradu LPG spremnika.

Tablica 2-6 Materijali za izradu LPG spremnika [21]

Kemijski sastav materijala za izradu LPG spremnika							
Oznaka	C % max	Si %	Mn %	S % max.	P % max.	N % max.	Ni % max.
NV 2-4	0.14	0.15 - 0.40	0.70 – 1.5	0.35	0.35	0.009	
NV 4-4	0.15	0.15 - 0.50	max 1.7	0.35	0.35	0.009	
NV 20-0	0.10	0.15 - 0.35	0.40 – 0.70	0.25	0.20		3.25
NV 20-1	0.10	0.15 - 0.35	0.40 – 0.70	0.25	0.20		4.75

3. OSNOVE TEORIJE TANKIH ROTACIJSKIH LJUSKI

Nezavisni spremnici za prijevoz ukapljenog plina tipa C imaju obilježja posude pod tlakom i u skladu s pravilima klasifikacijskih društava projektiraju se kao tankostijene konstrukcije. Poznavanje analitičkih izraza koji opisuju deformacije i naprezanja u cilindričnim, sfernim i torusnim ljuskama korisno je radi stjecanja uvida u ponašanje konstrukcije, ali i za provjeru rezultata kroz usporedbu s numeričkim rješenjima. Premda numerička analiza metodom konačnih elemenata pruža daleko veće mogućnosti analize, nezavisni spremnici tipa C su relativno jednostavne konstrukcije i analitički izrazi omogućuju njihovu analizu velikom točnošću. Obje metode proračuna, analitička i numerička, međusobno se nadopunjuju.

Detaljno razmatranje teorije tankostijenih ljuski i pregled znanstvenog dosega na tom polju izvan je predmeta istraživanja ovog rada. Stoga su u ovom poglavlju izvedeni osnovni izrazi za izračun deformacija i naprezanja u tankim elastičnim ljuskama prema [2]. Primjena izvedenih izraza u praktičnoj analizi stvarnih problema na cilindričnim i dvodijelnim spremnicima ilustrirana je u poglavljima 11 i 12 ovog rada.

3.1 Vektorski opis rotacijske ljuske

Srednja ploha rotacijske ljuske može se u vektorskom obliku zapisati kao:

$$\vec{r} = \vec{r}(\theta, \phi) = x(\theta, \phi)\vec{i} + y(\theta, \phi)\vec{j} + z(\theta, \phi)\vec{k}$$

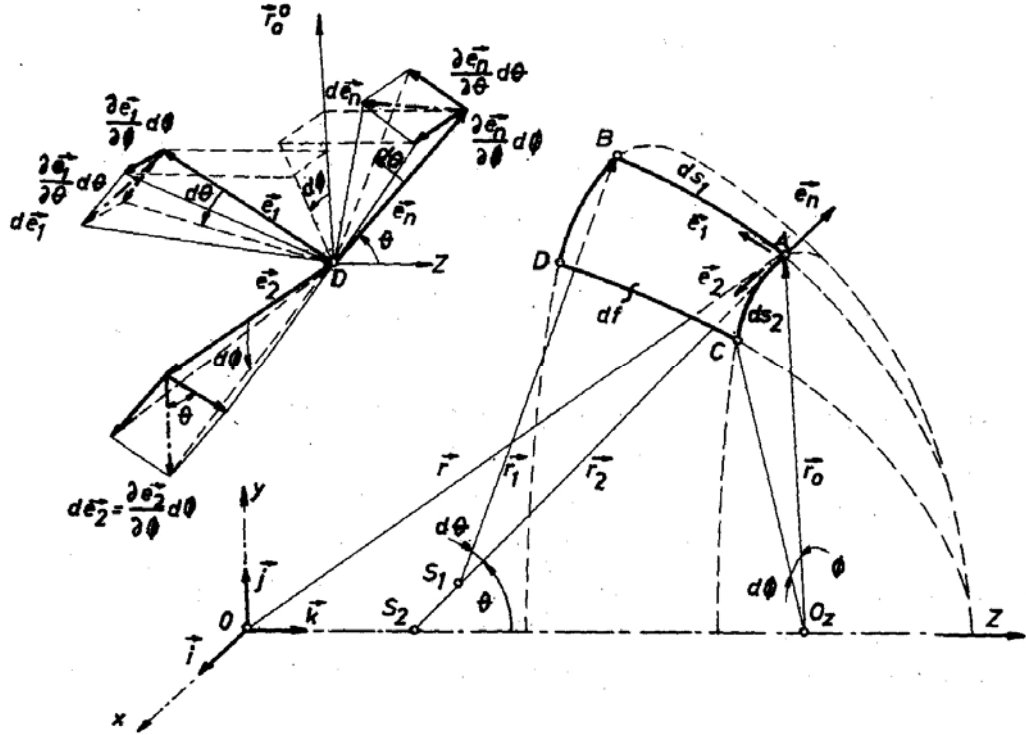
gdje su $\vec{i}, \vec{j}, \vec{k}$ jedinični vektori ortogonalnog koordinatnog sustava, θ kut što ga zatvaraju vektor normale srednje plohe ljuske u nekoj točki A i os simetrije (os rotacije) ljuske i ϕ kut što ga zatvaraju dvije ravnine što prolaze kroz os simetrije, tj. referentna ravnina i ravnina kroz točku A. Slika 3-1 ilustrira osnovne geometrijske značajke beskonačno malog elementa rotacijske ljuske, pri čemu je os z os simetrije, odnosno os rotacije ljuske.

Svakoj točki rotacijske ljuske moguće je pridružiti pomični koordinatni sustav kojeg određuju jedinični vektori $(\vec{e}_1, \vec{e}_2, \vec{e}_n)$. Smjerovi jediničnih vektora \vec{e}_1 i \vec{e}_2 odgovaraju smjeru prirasta kuta θ , odnosno ϕ . Jedinični vektor normale srednje plohe ljuske određen je vektorskim produktom:

$$\vec{e}_n = \vec{e}_1 \times \vec{e}_2.$$

Površina beskonačno malog elementa ljuske df omeđena je dvjema parovima ravnina. Prvi par ravnina prolazi kroz os simetrije ljuske i točke AB, odnosno točke CD, te zatvara kut $d\phi$. Drugi par ravnina okomit je na os simetrije i prolazi točkama AC, odnosno BD.³

³ Ravnine kojima je vektor normale paralelan osi z, slika 3-1, uobičajeno nazivamo poprečnim ravninama, a one koje prolaze kroz os z uzdužnim ravninama.



Slika 3-1 Vektorski opis tanke rotacijske ljuske [2]

Dužine vektora \vec{r}_1 i \vec{r}_2 jednake su polumjerima zakrivljenosti rotacijske ljuske u meridijalnom, odnosno cirkularnom smislu. Projekcija vektora \vec{r}_2 na poprečnu ravninu koja sadrži točku A određuje vektor \vec{r}_0 , čija je dužina jednaka radijalnom polumjeru zakrivljenosti r_0 . Dužine rubnih lukova i površina elementa ljuske su:

$$\begin{aligned} ds_1 &= r_1 d\theta \\ ds_2 &= r_0 d\phi \\ df &= r_0 r_1 d\theta d\phi \end{aligned}$$

Prema slici 3-1 očito je:

$$\begin{aligned} r_0 &= r_2 \sin \theta \\ \frac{dr_0}{d\theta} &= r_1 \cos \theta \end{aligned} \tag{3.1}$$

Kvadriranjem prvog izraza iz (3.1) i uvrštenjem u drugi, uz eliminaciju trigonometrijskih funkcija slijedi:

$$\begin{aligned} r_2^2 - r_0^2 &= \left(\frac{r_2}{r_1} \frac{dr_0}{d\theta} \right)^2 \\ \frac{dr_2}{d\theta} &= \frac{r_2}{r_0} \left(1 - \frac{r_2}{r_1} \right) \frac{dr_0}{d\theta} \end{aligned}$$

čime su opisane međuovisnosti polumjera zakrivljenosti rotacijskih ljusaka.

Kako bi se naknadno odredile komponente sila i deformacija u pomičnom koordinatnom sustavu potrebno je poznavati vrijednost promjene jediničnih vektora ljuske $d\vec{e}_i$. To je moguće odrediti promatrajući sliku 3-1 za slučaj pomicanja pomičnog koordinatnog sustava $(\vec{e}_1, \vec{e}_2, \vec{e}_n)$ iz točke A u točku D. Ukupan diferencijal pomaka određen je općim izrazom:

$$d\vec{e}_i = \frac{\partial \vec{e}_i}{\partial \theta} d\theta + \frac{\partial \vec{e}_i}{\partial \phi} d\phi$$

Na osnovi geometrijskih zakonitosti mogu se ustanoviti sljedeće relacije:

$$d\vec{e}_1 = -d\theta \vec{e}_n + \cos \theta d\phi \vec{e}_2$$

$$d\vec{e}_2 = -\cos \theta d\phi \vec{e}_1 - \sin \theta d\phi \vec{e}_n$$

$$d\vec{e}_n = d\theta \vec{e}_1 + \sin \theta d\phi \vec{e}_2$$

Odakle eliminiranjem trigonometrijskih izraza uz pomoć (3.1) proizlazi:

$$d\vec{e}_1 = -d\theta \vec{e}_n + \frac{dr_0}{r_1 d\theta} d\phi \vec{e}_2$$

$$d\vec{e}_2 = -\frac{dr_0}{r_1 d\theta} d\phi \vec{e}_1 - \frac{r_0}{r_2} d\phi \vec{e}_n \quad (3.2)$$

$$d\vec{e}_n = d\theta \vec{e}_1 + \frac{r_0}{r_2} d\phi \vec{e}_2$$

3.2 Deformacija ljuskastog elementa

Djelovanje tlaka na unutarnju površinu rotacijske ljuske uzrokovat će pojavu naprezanja i deformacije ljuske. Izrazi koji opisuju međuovisnost tih naprezanja i deformacija izvest će se uz sljedeće pretpostavke:

- debljina ljuske h je konstantna i malena u odnosu na polumjere zakrivljenosti ljuske,
- tlak je konstantne vrijednosti i jednoliko je raspodijeljen po unutarnjoj površini ljuske,
- deformacije su malene i osnosimetrične.

Diferencijal površine za element ljuske jedinične dužine, slika 3-2, jednak je:

$$dF_1 = \left(1 + \frac{z}{r_2}\right) dz$$

$$dF_2 = \left(1 + \frac{z}{r_1}\right) dz$$

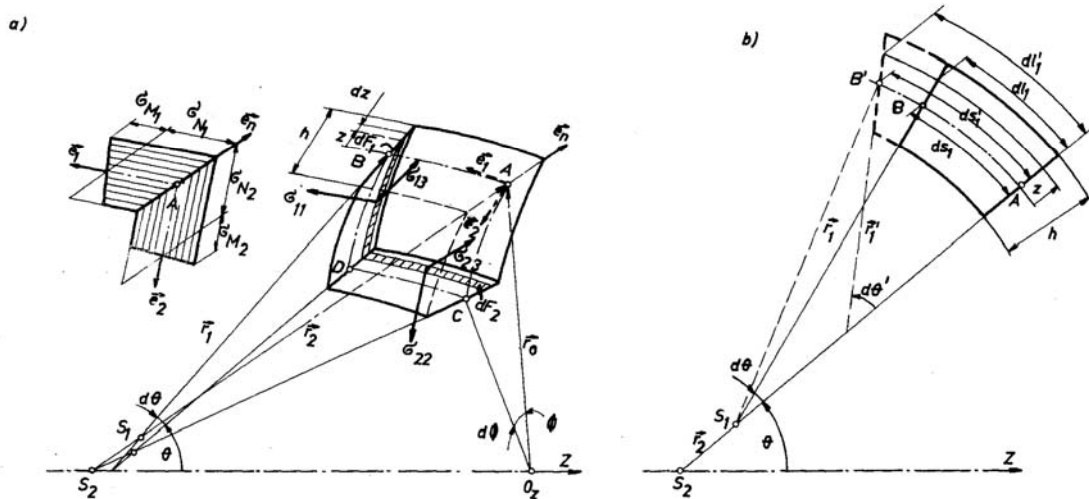
Vrijednost uzdužnih sila N_i , poprečne sile Q_i i momenata M_i određuje se integriranjem naprezanja σ_{ij} po površini elementa:

$$N_1 = \int_{-h/2}^{h/2} \sigma_{11} \left(1 + \frac{z}{r_2}\right) dz$$

$$Q_1 = \int_{-h/2}^{h/2} \sigma_{13} \left(1 + \frac{z}{r_2} \right) dz \quad (3.3)$$

$$M_1 = \int_{-h/2}^{h/2} \sigma_{11} \left(1 + \frac{z}{r_2} \right) dz$$

$$M_2 = \int_{-h/2}^{h/2} \sigma_{22} \left(1 + \frac{z}{r_1} \right) dz$$



Slika 3-2 Deformacije tanke rotacijske ljuske [2]

Pri tome indeksi 1 i 2 označavaju djelovanje sila i momenata u meridijalnom, odnosno cirkularnom smjeru, slika 3-3.

Prema slici 3-2b, koja prikazuje element nedeformirane i deformirane ljuske, mogu se promjene dužine elementa ljuske na i izvan neutralne plohe opisati sljedećim izrazima:

$$ds_1 = r_1 d\theta$$

$$ds'_1 = r'_1 d\theta' = (1 + \varepsilon_1) ds_1$$

$$dl_1 = (r_1 + z)d\theta = \left(1 + \frac{z}{r_1}\right)ds_1$$

$$dl'_1 = (r'_1 + z)d\theta' = \left(1 + \frac{z}{r'_1}\right)ds'_1 = \left(1 + \frac{z}{r'_1}\right)(1 + \varepsilon_1)ds_1$$

Relativno produljenje dužine elementa na udaljenosti z od neutralne plohe tada je:

$$\varepsilon_1^{(z)} = \frac{dl'_1 - dl_1}{dl_1} = \frac{\varepsilon_1}{\left(1 + \frac{z}{r_1}\right)} + \frac{z}{\left(1 + \frac{z}{r_1}\right)} \left(\frac{1 + \varepsilon_1}{r'_1} - \frac{1}{r_1} \right) \quad (3.4)$$

Za tanke ljuske s odnosom veličina $h/r \leq 0.05$ gornji izraz može se pojednostaviti zanemarivanjem malih veličina višeg reda, pa za relativno produljenje u meridijalnom i cirkularnom smislu vrijedi:

$$\begin{aligned} \varepsilon_1^{(z)} &= \varepsilon_1 + z\kappa_1 \\ \varepsilon_2^{(z)} &= \varepsilon_2 + z\kappa_2 \end{aligned} \quad (3.5)$$

gdje su κ_1 i κ_2 relativne zakrivljenosti srednje plohe ljuske:

$$\begin{aligned} \kappa_1 &= \frac{1}{r'_1} - \frac{1}{r_1} \\ \kappa_2 &= \frac{1}{r'_2} - \frac{1}{r_2} \end{aligned}$$

Prema Hooke-ovom zakonu vrijedi:

$$\begin{aligned} \varepsilon_1^{(z)} &= \frac{1}{E}(\sigma_{11} - \nu\sigma_{22}) \\ \varepsilon_2^{(z)} &= \frac{1}{E}(\sigma_{22} - \nu\sigma_{11}) \end{aligned}$$

odakle uz (3.5) slijede izrazi za naprezanja:

$$\begin{aligned} \sigma_{11} &= \frac{E}{1-\nu^2}((\varepsilon_1 + \nu\varepsilon_2) + z(\kappa_1 + \nu\kappa_2)) \\ \sigma_{22} &= \frac{E}{1-\nu^2}((\varepsilon_2 + \nu\varepsilon_1) + z(\kappa_2 + \nu\kappa_1)) \end{aligned} \quad (3.6)$$

Uvrštenjem (3.6) u (3.3) i integriranjem slijedi:

$$\begin{aligned} N_1 &= \frac{Eh}{1-\nu^2}(\varepsilon_1 + \nu\varepsilon_2) \\ N_2 &= \frac{Eh}{1-\nu^2}(\varepsilon_2 + \nu\varepsilon_1) \\ M_1 &= \frac{Eh^3}{12(1-\nu^3)}(\kappa_1 + \nu\kappa_2) \\ M_2 &= \frac{Eh^3}{12(1-\nu^3)}(\kappa_2 + \nu\kappa_1) \end{aligned}$$

odnosno:

$$\begin{aligned}\varepsilon_1 &= \frac{1}{Eh}(N_1 - \nu N_2) \\ \varepsilon_2 &= \frac{1}{Eh}(N_2 - \nu N_1) \\ \kappa_1 &= \frac{12}{Eh^3}(M_1 - \nu M_2) \\ \kappa_2 &= \frac{12}{Eh^3}(M_2 - \nu M_1)\end{aligned}$$

Vrijednost maksimalnih naprezanja određuje se izrazima:

$$\begin{aligned}\sigma_1 &= \sigma_{N_1} \pm \sigma_{M_1} = \frac{N_1}{h} \pm \frac{6M_1}{h^2} \\ \sigma_2 &= \sigma_{N_2} \pm \sigma_{M_2} = \frac{N_2}{h} \pm \frac{6M_2}{h^2}\end{aligned}$$

kao što je kvalitativno prikazano na slici 3-2a.

3.3 Jednadžbe ravnoteže sila i momenata

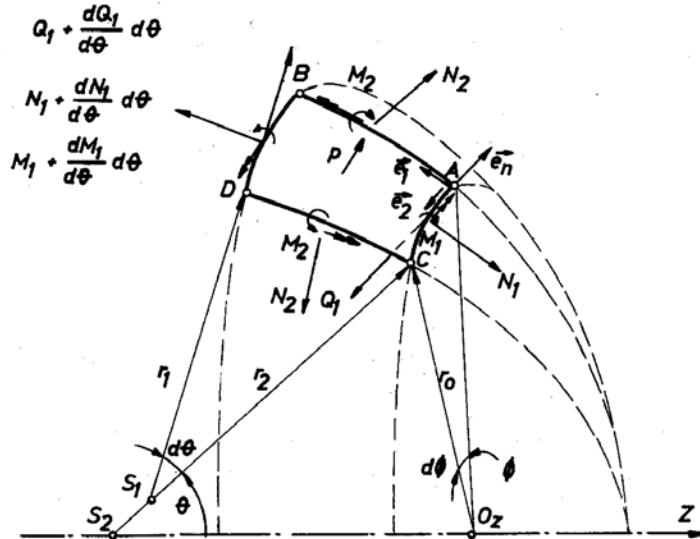
Jednadžbe ravnoteže izvest će se uz uvjet simetričnosti opterećenja i geometrije ljuske. U tom je slučaju vrijednost smičnih sila jednaka nuli, kao i promjena veličina u cirkularnom smjeru.

Slika 3-3 prikazuje ravnotežu sila na beskonačno malom elementu rotacijske ljuske. Smjer djelovanja sila i momenata odgovara smjerovima jediničnih vektora ljuske, osim za uzdužnu silu N_2 i moment M_2 koji djeluje u cirkularnom smislu. Skalarnim produktom vektora tih veličina u točki A s jediničnim vektorima elementa ljuske u točki D moguće je odrediti vrijednosti komponenti sila N_2 i M_2 u smjerovima $(\vec{e}_1, \vec{e}_2, \vec{e}_n)$:

$$\begin{aligned}\vec{N}_2(\vec{e}_1 + d\vec{e}_1) &= \frac{dr_0}{r_1 d\theta} d\phi (\vec{N}_2 \vec{e}_2) = -N_2 \frac{dr_0}{r_1 d\theta} d\phi \\ \vec{N}_2(\vec{e}_n + d\vec{e}_n) &= \frac{r_0}{r_2} d\phi (\vec{N}_2 \vec{e}_2) = -N_2 \frac{r_0}{r_2} d\phi \\ \vec{M}_2(\vec{e}_2 + d\vec{e}_2) &= -\frac{dr_0}{r_1 d\theta} d\phi (\vec{M}_2 \vec{e}_1) = -M_2 \frac{dr_0}{r_1 d\theta} d\phi\end{aligned}\tag{3.7}$$

Jednadžbe ravnoteže sila postavljaju se u meridijalnom i normalnom smjeru za sile, te u cirkularnom smjeru za momente:

$$\begin{aligned}\left(N_1 + \frac{dN_1}{d\theta} d\theta\right) \left(r_0 + \frac{dr_0}{d\theta} d\theta\right) d\phi - N_1 r_0 d\phi - N_2 \frac{dr_0}{d\theta} d\theta d\phi + Q_1 r_0 d\theta d\phi &= 0 \\ \left(Q_1 + \frac{dQ_1}{d\theta} d\theta\right) \left(r_0 + \frac{dr_0}{d\theta} d\theta\right) d\phi - Q_1 r_0 d\phi - N_1 r_0 d\theta d\phi - N_2 \frac{r_0}{r_2} r_1 d\theta d\phi + pr_0 r_1 d\theta d\phi &= 0 \\ \left(M_1 + \frac{dM_1}{d\theta} d\theta\right) \left(r_0 + \frac{dr_0}{d\theta} d\theta\right) d\phi - M_1 r_0 d\phi - M_2 \frac{dr_0}{d\theta} d\theta d\phi - Q_1 r_0 r_1 d\theta d\phi &= 0\end{aligned}$$



Slika 3-3 Ravnoteža sila u tankoj rotacijskoj ljusci [2]

Sređivanjem jednađžbi ravnoteže dobiva se:

$$\begin{aligned} \frac{1}{r_0 r_1} \left(\frac{d(r_0 r_1)}{d\theta} - \frac{dr_0}{d\theta} N_2 \right) + \frac{Q_1}{r_1} &= 0 \\ \frac{1}{r_0 r_1} \left(\frac{d(r_0 Q_1)}{d\theta} \right) - \frac{N_1}{r_1} - \frac{N_2}{r_2} + p &= 0 \\ \frac{1}{r_0 r_1} \left(\frac{d(r_0 M_1)}{d\theta} - \frac{dr_0}{d\theta} M_2 \right) - Q_1 &= 0 \end{aligned} \quad (3.8)$$

Može se pokazati da iz prve dvije jednađžbe slijede izrazi za N_1 i N_2 , odnosno:

$$\begin{aligned} N_1 &= \frac{ctg\theta}{r_2} (r_2 Q_1) + \frac{pr_2}{2} + \frac{C'}{r_2 \sin^2 \theta} \\ N_2 &= \frac{d(r_2 Q_1)}{r_1 d\theta} + \frac{pr_2}{2} \left(2 - \frac{r_2}{r_1} \right) - \frac{C'}{r_1 \sin^2 \theta} \end{aligned}$$

gdje je C' konstanta integracije i određuje se iz rubnih uvjeta.

3.4 Jednađžbe kompatibilnosti deformacija

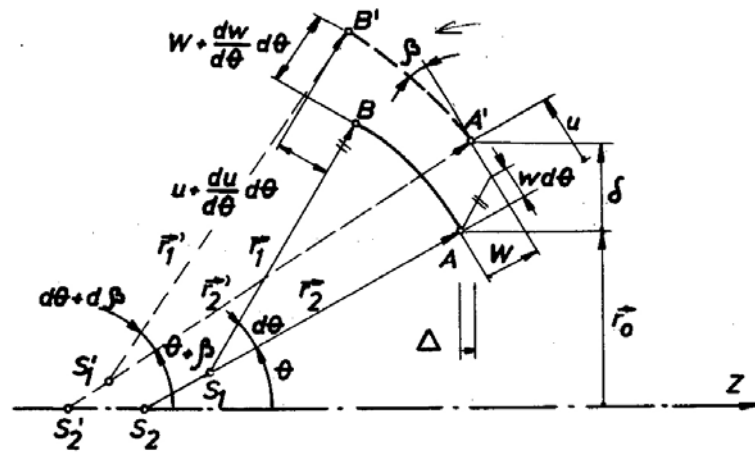
Izrazi za pomak, kut zakreta, relativno produljenje i promjenu zakrivljenosti ljuske određuju se prema slici 3-4. Pri tome su u i w komponente pomaka elementa ljuske u meridijalnom i normalnom smjeru. Radijalni pomak ljuske δ i kut zakreta ljuske u meridijalnoj ravnini β mogu se opisati izrazima:

$$\begin{aligned} \delta &= u \cos \theta + w \sin \theta \\ \beta &= \frac{1}{r_1} \left(u - \frac{dw}{d\theta} \right) \end{aligned} \quad (3.9)$$

Radijalni pomak δ jednak je zbroju projekcija komponenata pomaka u i w na os okomitu spram osi simetrije. Kut zakreta β nastaje uslijed rotacije elementa ljuske oko centra zakrivljenosti S_1 kao posljedica pomaka elementa u meridijalnom smjeru i promjene progiba duž luka elementa.

Deformacija elementa u meridijalnom smislu jednaka je omjeru razlike pomaka točaka A i B elementa i dužine njegova luka:

$$\varepsilon_1 = \frac{\frac{du}{d\theta} d\theta + w d\theta}{r_1 d\theta} = \frac{1}{r_1} \left(\frac{du}{d\theta} + w \right) \quad (3.10)$$



Slika 3-4 Deformacije tanke rotacijske ljuske [2]

Deformacija u cirkularnom smislu definirana je omjerom:

$$\varepsilon_2 = \frac{\delta}{r_0} = \frac{1}{r_0} (u \cos \theta + w \sin \theta) \quad (3.11)$$

Gornje dvije jednadžbe mogu se uz (3.9) kombinirati na načina da kut β bude izražen preko deformacija:

$$\beta = \frac{r_2}{r_0 r_1} \left(\frac{dr_0}{d\theta} \varepsilon_1 - \frac{d(r_0 \varepsilon_2)}{d\theta} \right) \quad (3.12)$$

I promjena zakrivljenosti ljuske može se dovesti u odnos s kutom rotacije β :

$$\beta = -\frac{r_2}{r_0} \left(\frac{d(r_0 \kappa_2)}{d\theta} - \frac{dr_0}{d\theta} \kappa_1 \right) \quad (3.13)$$

gdje su:

$$\begin{aligned} \kappa_1 &= \frac{\partial \beta}{r_1 \partial \theta} \bar{e}_2 = \frac{d\beta}{r_1 d\theta} \\ \kappa_2 &= \frac{\partial \beta}{r_0 \partial \theta} \bar{e}_1 \end{aligned} \quad (3.14)$$

mjera promjene zakrivljenosti u meridijalnom i cirkularnom smjeru.

Treća jednađžba kompatibilnosti deformacija određuje se iz zbroja omjera promjene zakrivljenosti κ_i prema nasuprotnom radijusu zakrivljenosti ljuske:

$$\frac{\kappa_1}{r_2} + \frac{\kappa_2}{r_1} = \frac{1}{r_0 r_1} \left(\frac{d\beta}{d\theta} \sin \theta + \beta \cos \theta \right) = \frac{1}{r_0 r_1} \frac{d}{d\theta} \left(\frac{r_0}{r_2} \beta \right) \quad (3.15)$$

Tri jednađžbe kompatibilnosti deformacija (3.13), (3.14) i (3.12) mogu se konačno zapisati u eksplisitnom obliku:

$$\begin{aligned} \frac{1}{r_0 r_1} \left(\frac{d(r_0 \kappa_2)}{d\theta} - \frac{dr_0}{d\theta} \kappa_1 \right) + \frac{\beta}{r_1 r_2} &= 0 \\ \frac{1}{r_0 r_1} \frac{d}{d\theta} \left(\frac{r_0 \beta}{r_2} \right) - \frac{\kappa_1}{r_2} - \frac{\kappa_2}{r_1} &= 0 \\ \frac{1}{r_0 r_1} \left(\frac{d(r_0 \varepsilon_2)}{d\theta} - \frac{dr_0}{d\theta} \varepsilon_1 \right) + \frac{\beta}{r_2} &= 0 \end{aligned} \quad (3.16)$$

3.5 Jednađžbe sila i pomaka

Sustav jednađžbi (3.8) i (3.16) daje se svesti na sustav od dvije jednađžbe s dvije nepoznanice [2].

Uvođenjem kompleksne funkcije:

$$W = U + iV$$

dobiva se jedna diferencijalna jednađžba:

$$\begin{aligned} \rho \frac{d^2 W}{d\theta^2} + \left[\frac{d\rho}{d\theta} + \rho \cot \theta \right] \frac{dW}{d\theta} - \left(i\lambda + 1 + \frac{1}{\rho} \cot^2 \theta \right) W &= \\ = pr_2^2 \left(1 - \frac{1}{\rho} \right) \cot \theta + \left(\frac{pr_2^2}{2} + \frac{C'}{\sin^2 \theta} \right) \left[\frac{d\rho}{d\theta} + \left(\frac{1}{\rho} - \rho \right) \cot \theta \right] \end{aligned} \quad (3.17)$$

gdje su:

$$U = r_2 Q_1 \quad - \text{realni dio kompleksne funkcije diferencijalne jednađžbe,}$$

$$V = \frac{Eh^2}{c} \beta \quad - \text{imaginarni dio kompleksne funkcije diferencijalne jednađžbe,}$$

$$c = \sqrt{12(1-\nu^2)}$$

$$\rho = \frac{r_2}{r_1} \quad - \text{odnos radijusa cirkularne i membranske zakrivljenosti,}$$

$$\lambda = \frac{cr_1}{h} \quad - \text{parametar ljuski.}$$

Jednađžba (3.17) može se riješiti približno metodom asimptotske integracije kako je obrazloženo u [2], odakle se dobiju sljedeći izrazi za sile i pomake:

$$\begin{aligned}
N_1 &= -\sqrt{\frac{h}{2cr_2}} \cot \theta (-A_1 U_4 + A_2 U_3 + A_3 V_3 - A_4 V_4) + N_1^0 \\
N_2 &= (A_1 U_1 + A_2 U_2 + A_3 V_1 - A_4 V_2) + N_2^0 \\
M_1 &= -\frac{h}{c} (-A_1 U_2 + A_2 U_1 + A_3 V_2 + A_4 V_1) \\
M_2 &= \nu M_1 \\
Y &= -\sqrt{\frac{h}{2cr_2}} \frac{1}{\sin \theta} (-A_1 U_4 + A_2 U_3 + A_3 V_3 - A_4 V_4) + Y^0 \\
Z &= Z^0 \\
\delta &= \frac{r_0}{Eh} (A_1 U_1 + A_2 U_2 + A_3 V_1 - A_4 V_2) + \delta^0 \\
\Delta &= -\int r_1 (\beta \cos \theta + \varepsilon_1 \sin \theta) d\theta \\
\beta &= -\frac{1}{Eh} \sqrt{\frac{cr_2}{2h}} (A_1 U_3 + A_2 U_4 - A_3 V_4 - A_4 V_3) + \beta^0
\end{aligned} \tag{3.18}$$

Veličine $()^0$ predstavljaju partikularna rješenja i odnose se na membranske dijelove. U_i i V_i su trigonometrijsko-eksponencijalne funkcije:

$$\begin{aligned}
U_1 &= e^\alpha \cos \alpha & V_1 &= e^{-\alpha} \cos \alpha \\
U_2 &= e^\alpha \sin \alpha & V_2 &= e^{-\alpha} \sin \alpha \\
U_3 &= e^\alpha (\cos \alpha - \sin \alpha) & V_3 &= e^{-\alpha} (\cos \alpha - \sin \alpha) \\
U_4 &= e^\alpha (\cos \alpha + \sin \alpha) & V_4 &= e^{-\alpha} (\cos \alpha + \sin \alpha)
\end{aligned} \tag{3.19}$$

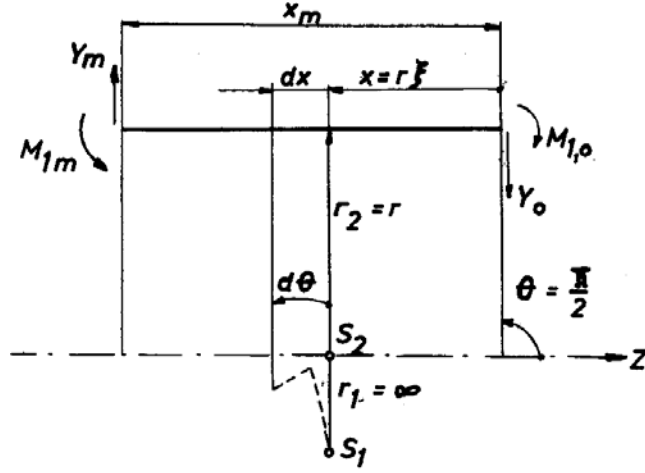
gdje je argument funkcije:

$$\alpha = \int_{\theta_0}^{\theta} \sqrt{\frac{cr_1^2}{2hr_2}} d\theta \tag{3.20}$$

A_i , $i = 1, 2, 3, 4$ su konstante integracije koje se određuju na osnovi rubnih uvjeta,

3.5.1 Cilindrična ljuska

Cilindrična ljuska ima jednostavan oblik definiran sljedećim značajkama, slika 3-5:



Slika 3-5 Osnovne geometrijske značajke cilindrične ljuske

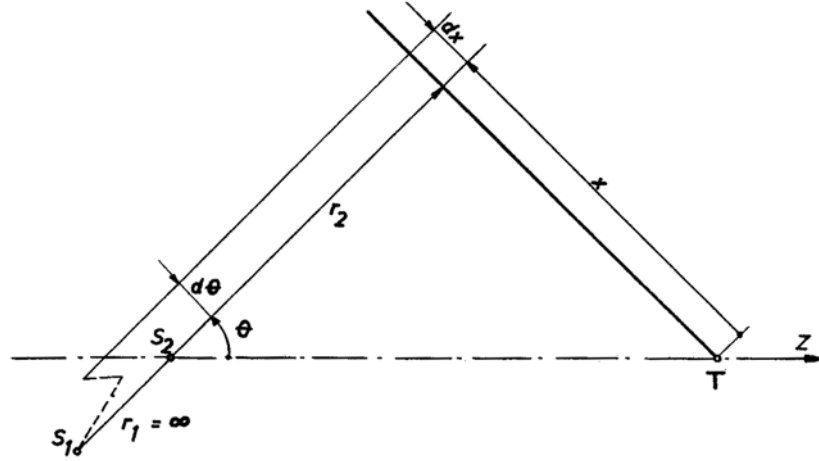
$$\begin{aligned}
 \theta &= \pi/2 & r_1 d\theta &= dx \\
 r_1 &= \infty & \xi &= x/r & \alpha &= \sqrt{\frac{cr}{2h}} \xi \\
 r_2 &= r = \text{konst.} & \lambda &= cr/h
 \end{aligned} \tag{3.21}$$

odakle uvrštenjem u (3.18) slijedi:

$$\begin{aligned}
 N_1 &= \frac{pr}{2} + \frac{C'}{r} \\
 N_2 &= (A_1 U_1 + A_2 U_2 + A_3 V_1 - A_4 V_2) + pr \\
 M_1 &= -\frac{h}{c} (-A_1 U_2 + A_2 U_1 + A_3 V_2 + A_4 V_1) \\
 M_2 &= \nu M_1 \\
 Y &= -\sqrt{\frac{h}{2cr}} (-A_1 U_4 + A_2 U_3 + A_3 V_3 - A_4 V_4) \\
 \delta &= \frac{r}{Eh} (A_1 U_1 + A_2 U_2 + A_3 V_1 - A_4 V_2) + \frac{pr^2}{Eh} \left(1 - \frac{\nu}{2}\right) - \frac{\nu C'}{Eh} \\
 \Delta &= -\frac{\nu}{Eh} \sqrt{\frac{rh}{2c}} (-A_1 U_4 + A_2 U_3 + A_3 V_3 - A_4 V_4) - \frac{1}{Eh} \left(\frac{pr^2}{2} (1 - 2\nu) + C' \right) \xi + C'' \\
 \beta &= -\frac{1}{Eh} \sqrt{\frac{cr}{2h}} (A_1 U_3 + A_2 U_4 - A_3 V_4 - A_4 V_3)
 \end{aligned} \tag{3.22}$$

3.5.2 Konusna ljuska

Osnovne značajke konusne ljuske, slika 3-6, su kako slijedi:



Slika 3-6 Osnovne geometrijske značajke konusne ljuske

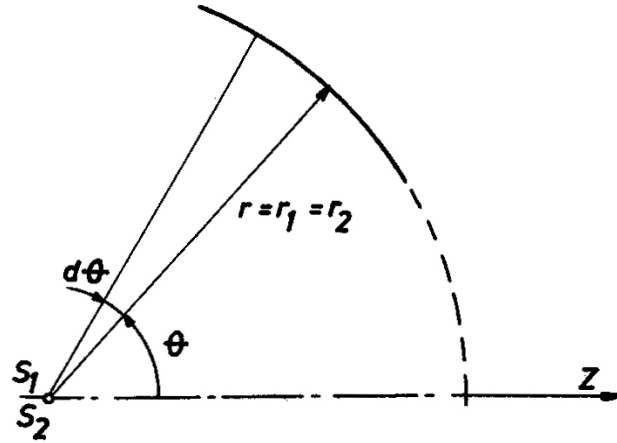
$$\begin{aligned}
 \theta &= \text{konst.} \\
 r_1 &= \infty \\
 r_1 d\theta &= dx \\
 r_2 &= x \cot \theta \\
 dr_2/dx &= \cot \theta \\
 \alpha &= 2\sqrt{\frac{c}{2h}} \tan \theta (\sqrt{r_2} - \sqrt{r_{2,0}})
 \end{aligned} \tag{3.23}$$

odakle uvrštenjem u (3.18) slijedi:

$$\begin{aligned}
 N_1 &= -\sqrt{\frac{h}{2cr_2}} \cot \theta (-A_1 U_4 + A_2 U_3 + A_3 V_3 - A_4 V_4) + \frac{pr_2}{2} + \frac{C'}{r_2 \sin^2 \theta} \\
 N_2 &= (A_1 U_1 + A_2 U_2 + A_3 V_1 - A_4 V_2) + pr_2 \\
 M_1 &= -\frac{h}{c} (-A_1 U_2 + A_2 U_1 + A_3 V_2 + A_4 V_1) \\
 M_2 &= \nu M_1 \\
 Y &= -\sqrt{\frac{h}{2cr_2}} \frac{1}{\sin \theta} (-A_1 U_4 + A_2 U_3 + A_3 V_3 - A_4 V_4) + \frac{pr_2}{2} \cos \theta + \frac{C' \cos \theta}{r_2 \sin^2 \theta} \\
 Z &= \frac{pr_2}{2} \sin \theta + \frac{C'}{r_2 \sin \theta} \\
 \delta &= \frac{r_2}{Eh} \sin \theta (A_1 U_1 + A_2 U_2 + A_3 V_1 - A_4 V_2) + \frac{pr_2^2}{2Eh} (2 - \nu) \sin \theta - \frac{\nu C'}{Eh \sin \theta} \\
 \Delta &= -\int (\beta \cos \theta + \varepsilon_1 \sin \theta) dx \\
 \beta &= -\frac{1}{Eh} \sqrt{\frac{cr_2}{2h}} (A_1 U_3 + A_2 U_4 - A_3 V_4 - A_4 V_3) - \frac{3}{2} \frac{pr_2}{Eh} \cot \theta + \frac{C' \cos \theta}{Ehr_2 \sin^3 \theta}
 \end{aligned} \tag{3.24}$$

3.5.3 Sferna ljuska

Osnovne značajke sferne ljuske, slika 3-7, su kako slijedi:



Slika 3-7 Osnovne geometrijske značajke sferne ljuske

$$r_1 = r_2 = r = \text{const.}$$

$$\rho = r_2 / r_1 = 1$$

$$\lambda = cr/h$$

$$\alpha = \sqrt{\frac{cr}{2h}}(\theta - \theta_0)$$

(3.25)

odakle uvrštenjem u (3.18) slijedi:

$$N_1 = -\sqrt{\frac{h}{2cr_2}} \cot \theta (-A_1 U_4 + A_2 U_3 + A_3 V_3 - A_4 V_4) + \frac{pr}{2} + \frac{C'}{r \sin^2 \theta}$$

$$N_2 = (A_1 U_1 + A_2 U_2 + A_3 V_1 - A_4 V_2) + \frac{pr}{2} - \frac{C'}{r \sin^2 \theta}$$

$$M_1 = -\frac{h}{c} (-A_1 U_2 + A_2 U_1 + A_3 V_2 + A_4 V_1)$$

$$M_2 = \nu M_1$$

$$Y = -\sqrt{\frac{h}{2cr}} \frac{1}{\sin \theta} (-A_1 U_4 + A_2 U_3 + A_3 V_3 - A_4 V_4) + \frac{pr}{2} \cos \theta + \frac{C'}{r \sin^2 \theta} \cos \theta$$

$$Z = \frac{pr}{2} \sin \theta + \frac{C'}{r \sin \theta}$$

(3.26)

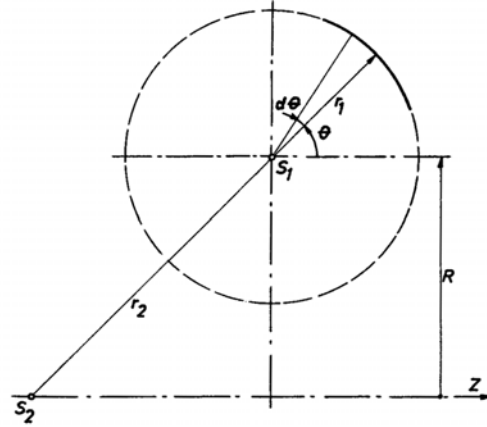
$$\delta = \frac{r}{Eh} \sin \theta (A_1 U_1 + A_2 U_2 + A_3 V_1 - A_4 V_2) + \frac{pr^2}{2Eh} (1 - \nu) \sin \theta - \frac{C'(1 + \nu)}{Eh \sin \theta}$$

$$\Delta = -r \int (\beta \cos \theta + \varepsilon_1 \sin \theta) d\theta$$

$$\beta = -\frac{1}{Eh} \sqrt{\frac{cr}{2h}} (A_1 U_3 + A_2 U_4 - A_3 V_4 - A_4 V_3)$$

3.5.4 Torusna ljuska

Osnovne značajke sferne ljuske, slika 3-8, su kako slijedi:



Slika 3-8 Osnovne geometrijske značajke torusne ljuske

$$\begin{aligned}
 r_1 &= \text{konst.} & d\rho/d\theta &= -(\cos\theta)/(\mu \sin^2\theta) \\
 r_2 &= r_1(1 + \mu \sin\theta)/(\mu \sin\theta) & \mu &= r_1/R \\
 \rho &= r_2/r_1 = (1 + \mu \sin\theta)/(\mu \sin\theta) & \lambda &= cr_1/h \\
 \alpha &= \sqrt{\frac{c\mu r_1}{2h}} \int_{\theta_0}^{\theta} \sqrt{\frac{\sin|\theta|}{1 + \mu \sin\theta}} d\theta
 \end{aligned} \tag{3.27}$$

odakle uvrštenjem u (3.18) slijedi, za $\theta > 0$:

$$\begin{aligned}
 N_1 &= -\sqrt{\frac{h}{2cr_2}} \cot\theta (-A_1U_4 + A_2U_3 + A_3V_3 - A_4V_4) + \frac{pr_2}{2} + \frac{C'}{r_2 \sin^2\theta} \\
 N_2 &= (A_1U_1 + A_2U_2 + A_3V_1 - A_4V_2) + \frac{pr_2}{2} \left(2 - \frac{r_2}{r_1}\right) - \frac{C'}{r_1 \sin^2\theta} \\
 M_1 &= -\frac{h}{c} (-A_1U_2 + A_2U_1 + A_3V_2 + A_4V_1), \quad M_2 = \nu M_1 \\
 Y &= -\sqrt{\frac{h}{2cr_2}} \frac{1}{\sin\theta} (-A_1U_4 + A_2U_3 + A_3V_3 - A_4V_4) + \frac{pr_2}{2} \cos\theta + \frac{C' \cos\theta}{r_2 \sin^2\theta} \\
 \delta &= \frac{r_2}{Eh} (A_1U_1 + A_2U_2 + A_3V_1 - A_4V_2) + \frac{pr_2^2}{2Eh} \left(2 - \nu - \frac{r_2}{r_1}\right) \sin\theta - \frac{C'}{Eh \sin\theta} \left(\nu + \frac{r_2}{r_1}\right) \\
 \Delta &= -r_1 \int (\beta \cos\theta + \varepsilon_1 \sin\theta) d\theta, \quad Z = \frac{pr_2}{2} \sin\theta + \frac{C'}{r_2 \sin\theta} \\
 \beta &= -\frac{1}{Eh} \sqrt{\frac{cr_2}{2h}} (A_1U_3 + A_2U_4 - A_3V_4 - A_4V_3) - \frac{pr_2}{2Eh} \left(2 \frac{r_2}{r_1} - 3\right) \frac{\cos\theta}{\mu \sin^2\theta} + \frac{C'}{r_2 \sin^3\theta} \left(2 \frac{r_2}{r_1} - 2 + \frac{r_1}{\nu r_2} \cot\theta\right)
 \end{aligned} \tag{3.28}$$

4. PROBLEM KONCENTRACIJE NAPREZANJA

U analizi zamora odziv brodske konstrukcije bit će naprezanja u strukturnim elementima i koncentracija naprezanja u kritičnim točkama onih strukturnih detalja koji su naročito podložni zamoru [22]. Odziv konstrukcije moguće je odrediti pojednostavljenom metodom pravilima klasifikacijskih društava ili izravno analizom brodske konstrukcije metodom konačnih elemenata. Od toga je za spektralnu analizu zamora zanimljiv ovaj drugi način.

Kao rezultat hidrodinamičkog proračuna bit će poznate prijenosne funkcije opterećenja uslijed djelovanja pravilnih valova jedinične visine i raznih perioda, te za niz različitih susretnih kutova i stanja krcanja broda. Prijenosom tog opterećenja na strukturni model postaje moguće odrediti prijenosne funkcije naprezanja za odabrani strukturni detalj. Posebno se u analizi zamora određuju prijenosne funkcije žarišnih naprezanja za točke u kojima dolazi do koncentracije naprezanja [23, 24].

Više je načina na koji je moguće modelirati brodsku strukturu. Modeli će se razlikovati prema dimenzijama, gustoći mreže i vrsti konačnih elemenata, opterećenju i rubnim uvjetima [25]. Svaki model bit će primjeren odabranoj vrsti analize, a kod analize zamora redovito će biti nužna izrada modela u više razina, kako bi se tehnikom "zumiranja" odredilo polje naprezanja na površini koja može biti manja od nekoliko kvadratnih centimetara. Strukturne modele za analizu zamora moguće je razvrstati u pet grupa.

4.1 Strukturni modeli

Globalni modeli odlikuju se grubom mrežom konačnih elemenata. U stanju su dobro modelirati krutost čitavog broda i namijenjeni su određivanju nominalnih naprezanja u primarnim strukturnim elementima. Pri njihovom modeliranju uobičajeno je korištenje tehnike superelemenata, a u slučaju simetričnosti konstrukcije modelira se polovica broda te na simetrali postavljaju odgovarajući rubni uvjeti [26].

Modeli teretnog prostora namijenjeni su određivanju nominalnih naprezanja u tom dijelu brodske strukture. Obuhvaćaju tri teretna prostora ili spremnika, pri čemu se analiza provodi u središnjem dijelu modela, dok su krmeni i pramčani dio prisutni radi smanjenja utjecaja rubnih uvjeta. Opterećenje takvog modela može se zadati na dva načina. Pojednostavljeni način podrazumijeva zadavanje presječnih momenata i sila na rubovima modela. Tome valja naknadno pribrojiti naprezanja uslijed hidrodinamičkog tlaka na oplakanim površinama, koja su lokalnog karaktera i mogu se stoga računati izdvojeno. Drugi način opterećenja sastoji se u izravnom prijenosu ukupnog hidrodinamičkog opterećenja na strukturni model. U tom slučaju je rezultirajuće naprezanja ujedno i ukupno naprezanje.

Naprezanja okvira i naprezanja nosača određuju se pomoću odgovarajućih modela s razmjerno finom mrežom konačnih elemenata. Često se ti dijelovi modeliraju i analiziraju kao sastavni dio analize modela teretnog prostora; deformacije odgovarajućeg dijela teretnog prostora mogu se prenijeti kao rubni uvjeti na model okvira ili nosača.

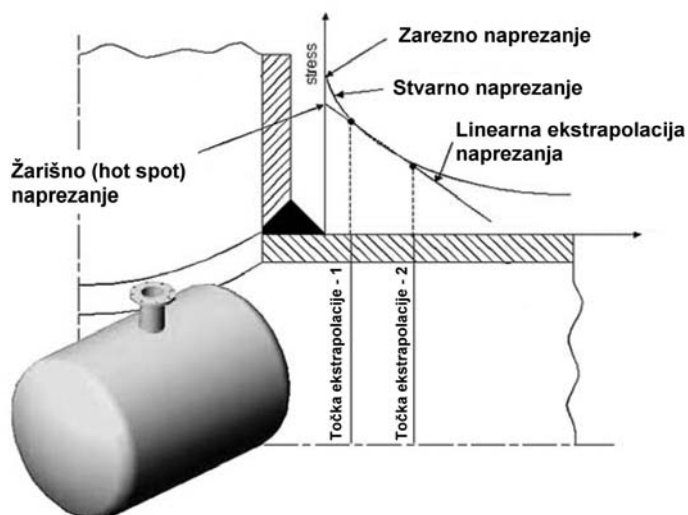
Strukturni modeli kojima se računa koncentracija naprezanja sastavljeni su od vrlo fine mreže konačnih elemenata [23, 27]. Ona mora biti tako fina da može precizno odrediti polje naprezanja u neposrednoj blizini diskontinuiteta u geometriji strukturnog detalja. Kako se ovim modelima određuje faktor koncentracije naprezanja, o kojemu bitno ovisi ocjena zamornog oštećenja, to im je u okviru analize zamora potrebno posvetiti posebnu pozornost. Sva

klasifikacijska društva suglasna su u tome i redovito unaprjeđuju upute za izradu tih modela i analizu naprezanja u njima.

4.2 Naprezanja u analizi čvrstoće i zamora

Nazivna naprezanja određuju se iz presječnih sila i momenata u strukturnom detalju ili grubom mrežom konačnih elemenata za složene konstrukcije. Postojanje zavora ne uzima se u obzir pri određivanju ovih naprezanja.

Žarišna naprezanja su nazivna naprezanja uvećana za naprezanja uzrokovana postojanjem geometrijskih diskontinuiteta, odnosno izrazitih promjena u geometriji strukturnog detalja na mjestima spojeva međusobno okomito postavljenih strukturnih elemenata [28], zavarenih spojeva, na mjestima spojeva rotacijskih ljuski različitih geometrijskih značajki [29, 30] i dr. Slika 4-1 shematski prikazuje stvarna, žarišna i zarezna naprezanja u okolini "kape" na cilindričnu spremniku.



Slika 4-1 Stvarna, žarišna i zarezna naprezanja u okolini zavarenog spoja [31]

Žarišno naprezanje određuje se u onim točkama strukturnog detalja kod kojih se očekuje pojava koncentracije naprezanja, a geometrija zavora i postojanje zarezno naprezanja pred vrhom zavora zanemaruju se [32, 33]. Pogreške u geometriji detalja koje su posljedica nesavršenosti proizvodnog postupka također se zanemaruju, odnosno potrebno ih je uzeti u obzir na drugi način.

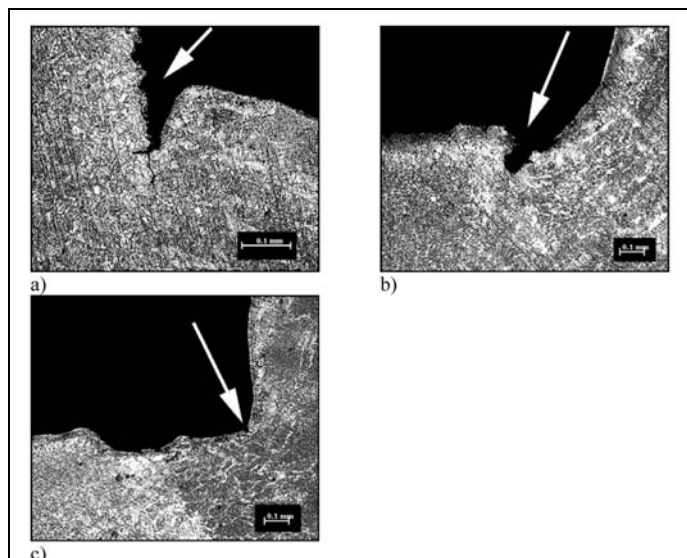
Ova naprezanja računaju se metodom konačnih elemenata. Strukturni detalj može se modelirati dvodimenzionalnim i volumnim konačnim elementima, mrežom elemenata koja može dovoljno fino opisati polje naprezanja na mjestima koncentracije naprezanja u modelu [34, 35].

Ne postoji jedinstvena metoda određivanja žarišnog naprezanja. International Institute of Welding (IIW) formirao je radnu grupu (Povjerenstvo XIII, radna grupa 3) s ciljem definiranja standardnog postupka za određivanje žarišnih naprezanja na osnovi metode konačnih elemenata i eksperimentalne metode pomoću mjernih traka.

Zarezna naprezanja pojavljuju se uslijed prisutnosti različitih vrsta zarezova u strukturnom detalju, slika 4-2. Zarežno naprezanje sadrži nazivno naprezanje, žarišno naprezanje i naprezanje na vrhu zavora.

Zarezna naprezanja mogu se odrediti računanjem teorijskog faktora koncentracije naprezanja. Vrijednost faktora zatim se množi s nazivnim naprezanjem. Ovaj postupak moguće je

koristiti kada je faktor koncentracije naprezanja moguće pouzdano odrediti kao što je to slučaj kod izreza u pločama, kutovima različitih otvora ili na rubovima ploča.



Slika 4-2 Tri vrste zareza u okolini vrha zavora a) tipičan zarez (~ 0.2 mm) b) podrez (~ 0.2 mm) c) oštar zarez [36]

Drugi način određivanja zarezanog naprezanja je izravno metodom konačnih elemenata pri čemu se 3D elementima fino modelira geometrija zavora. Relativno oštar zarez zavarenog spoja uobičajeno se modelira kao kružni izrez radijusa 1 mm [9, 37].

4.3 Problem ekstrapolacije naprezanja

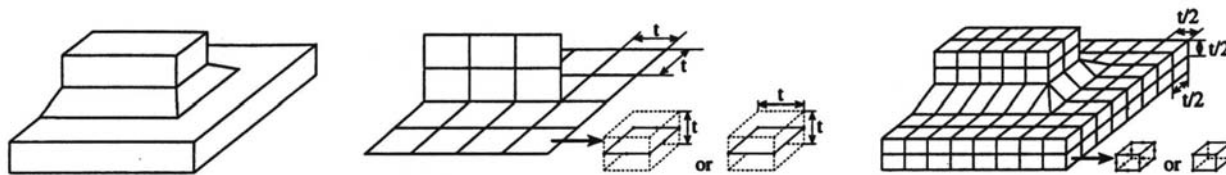
Određivanje žarišnih naprezanja u finim modelima koncentracije naprezanja praćeno je nizom poteškoća:

- mreža konačnih elemenata mora biti dovoljno fina kako bi što preciznije opisala polje naprezanja i deformacija u okolini žarišnih točaka,
- naprezanja se određuju u Gaussovima točkama elemenata, te ih je potrebno ekstrapolirati u točku diskontinuiteta geometrije,
- složena geometrija strukturnih detalja ponekad ne omogućuje ekstrapolaciju naprezanja, te ih je potrebno procijeniti na neki drugi način.

Iz tih razloga, kao i iz činjenice da klasifikacijska društva različito pristupaju tom problemu, povjerenstvo III.2 13-tog kongresa ISSC [38] ustvrdilo je kako "pomorskoj industriji treba ne samo dobro obrazovanje studenata i strukturnih analitičara, nego i precizna uputstva o provedbi analize problema specifično svojstvenih brodskim i pomorskim konstrukcijama". Praktična posljedica odsustva tih znanja i uputa uzrok su raspršenosti i otežanoj usporedbi rezultata, a s pravom se tada može postaviti i pitanje njihove točnosti i pouzdanosti.

Fina mreža lokalnih modela vrlo je osjetljiva na izbor vrste i veličine konačnih elemenata. Naročiti problem predstavlja modeliranje diskontinuiteta u geometriji strukturnih detalja. Oni u stvarnosti praktički ne postoje u strogom smislu, već je promjena geometrije uvijek postupna. Smanjivanjem dimenzija elemenata naprezanja na mjestima diskontinuiteta težit će, teorijski, beskonačnoj vrijednosti. Stoga je potrebno odrediti donju granicu njihove veličine, a žarišna naprezanja odrediti ekstrapolacijom ili na neki drugi način. S druge strane da bi se mogao odrediti gradijent naprezanja važno je da referentne točke na udaljenosti $t/2$ i $3t/2$ ne budu unutar istog elementa, pri čemu je t debljina ploče. Otuda proizlazi da bi elementi trebali biti veličine txt .

Trodimenzijski elementi, u slučaju eksplicitnog modeliranja geometrije zavora, mogu biti i manji, odnosno dimenzija $t/2 \times t/2 \times t/2$, slika 4-3.



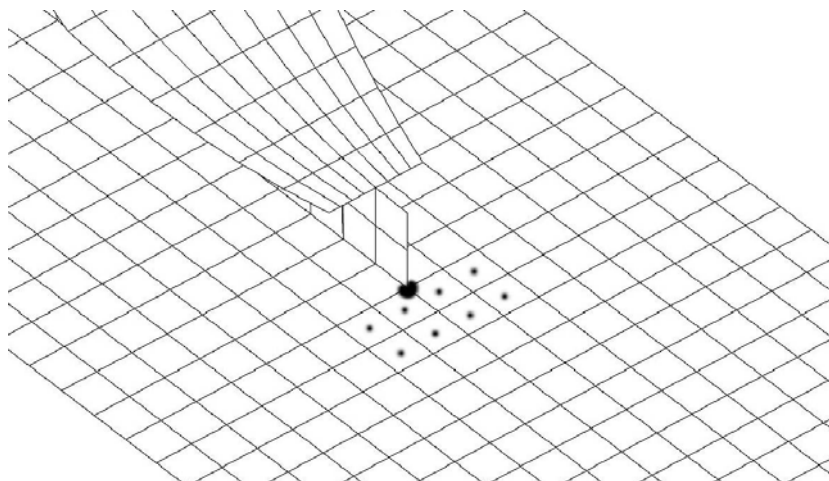
Slika 4-3 Modeliranje strukturnih detalja 2D i 3D konačnim elementima

Promjene u gustoći mreže na mjestima koncentracije napreznja valja izbjegavati, a geometrija elemenata treba biti čim pravilnija: omjer dužine i širine manji od 3 [39] odnosno 5 [40], te kutovi među stranicama elemenata između 60 i 120 stupnjeva.

Kod standardnih proračuna uobičajeno se koriste dvodimenzijski elementi budući da omogućuju određivanje žarišnih napreznja dovoljnom preciznošću, modeliranje je jednostavnije, a konačni broj stupnjeva slobode nije prevelik.

Trodimenzijski konačni elementi namijenjeni su posebnim istraživanjima kod kojih je potrebno odrediti zarezna napreznja izravnim modeliranjem geometrije zavora, pri čemu upotreba takvih elemenata omogućuje fino modeliranje zakrivljenosti vrha zavora. Pri tome se pojavljuje pitanje točnosti geometrije zavora: u jednakim kritičnim točkama istovrsnih strukturnih detalja geometrija zavora ne mora biti ista, a za pojedini strukturni detalj može i varirati njegovom dužinom. Uobičajeno se pri modeliranju odabiru srednje, odnosno teorijske vrijednosti geometrije zavora ili se pak zavar posebno precizno modelira.

Ekstrapolacijom napreznja nastoji se odrediti žarišno napreznje u točki diskontinuiteta geometrije [41]. Pri tome se ekstrapoliraju napreznja onih elemenata koji se nalaze u okolini te žarišne točke, kao što je prikazano primjerom na slici 4-4.



Slika 4-4 Žarišna točka i Gaussove točke u jednostavnim 2D konačnim elementima

Postupak ekstrapolacije opisan je u uputama klasifikacijskih društava [40, 42], no još uvijek vrlo često ovisi o iskustvu strukturnog analitičara [43, 44]. Uobičajeno se provodi linearna, bilinearna ili kvadratična ekstrapolacija napreznja. Ekstrapolacija se donekle razlikuje za dvodimenzijske i trodimenzijske konačne elemente, no redovito ju je potrebno provesti za glavna napreznja čiji je smjer okomit na pretpostavljeni smjer širenja pukotine.

Pojam linearne ekstrapolacije je donekle nejasan. U literaturi se navodi da je to ekstrapolacija naprezanja izračunatih u dva elementa ispred žarišne točke, no takav postupak nije moguće doslovno provesti osim za određene vrste zavora i konačnih elemenata.

Bilinearna ekstrapolacija odvija se u dva koraka: u prvom od njih naprezanja se linearno ekstrapoliraju u točke na dodirnim stranicama elemenata, a u drugom se naprezanja u tim točkama linearno ekstrapoliraju u žarišnu točku odnosno točku diskontinuiteta geometrije. Za ovaj postupak ukupno je potrebno 8 konačnih elemenata, kako je prikazano na slici 4-2.

Kvadratična ekstrapolacija također se odvija u dva koraka: najprije linearna ekstrapolacija u točke na dodirnim stranicama elemenata i zatim kvadratična ekstrapolacija naprezanja u tim točkama u žarišnu točku. Ova ekstrapolacija redovito daje veću vrijednost žarišnog naprezanja zbog kvadratične aproksimacije polja naprezanja.

Ekstrapolacija naprezanja kod trodimenzionalnih konačnih elemenata ili složenijih dvodimenzionalnih elemenata ovisit će o broju čvorova u konačnom elementu, vrsti elementa i vrsti analize koja se provodi i potrebi za uspoređivanjem rezultata.

Korištenjem postupka ekstrapolacije postaje moguće učiniti izravnu usporedbu s naprezanjima određenima za vrijeme zamornih testova posredstvom mjernih traka pri čemu lokacije točaka na modelu odgovaraju lokacijama mjernih traka na uzorku. S druge strane, na osnovi analize metodom konačnih elemenata moguće je odrediti odgovarajuću lokaciju mjernih traka na uzorku.

U slučaju da geometrija strukturnog detalja ne omogućuje jasnu ekstrapolaciju žarišna je naprezanja potrebno odrediti drugačije. Propisi klasifikacijskih društava vrlo rijetko daju upute za raznovrsne položaje i vrste kritičnih točaka te je procjena žarišnih naprezanja u njima ostavljena iskustvu i intuiciji strukturnog analitičara. On pri tome može koristiti niže navedene ili neke drugačije načine procjene žarišnog naprezanja:

- naprezanje dobiveno linearnom ekstrapolacijom u elemente duž ruba detalja,
- naprezanje u najbližem elementu ili čak čvoru elementa u slučaju problematičnih prostornih diskontinuiteta,
- naprezanje u pomoćnim štapnim konačnim elementima duž zakrivljenih rubova.

Gornja razmatranja mogu se sabrati u sljedeći zaključak: problem određivanja žarišnog naprezanja valja promatrati s aspekta točnosti i konzistentnosti.

Točnost rezultata ovisit će o pravilnoj i odgovarajućoj upotrebi postupka ekstrapolacije ili nekog drugog postupka određivanja žarišnog naprezanja [45]. Akumulirano zamorno oštećenje proporcionalno je kubnoj vrijednosti žarišnog naprezanja, te stoga vrlo osjetljivo na promjene vrijednosti žarišnih naprezanja.

Konzistentnost rezultata moguće je postići preciznim i jasnim uputama o načinima modeliranja i procjene žarišnih naprezanja za različite strukturne detalje. Na taj način eventualna raspršenost rezultata postaje stabilan parametar strukturne i spektralne analize, a usporedba rezultata nezavisnih istraživanja postaje jednostavnija i pouzdanija. Uz to precizna pravila bilo bi moguće jednostavno ugraditi u algoritme adaptivnog automatskog generiranja mreže konačnih elemenata.

5. ZAMOR BRODSKIH KONSTRUKCIJA

Zamor materijala, tj. pojava pukotina i njihov rast uslijed promjenjivog opterećenja, problem je s kojim se i brodograditelji i brodari susreću već duže vrijeme [46, 47].

Brodске konstrukcije osjetljive su na zamor materijala iz niza razloga: sastoje se od velikog broja različitih strukturnih detalja, izložene su valnom opterećenju kroz dugi niz godina, služe u korozivnoj sredini, a nije rijetkost izostanak kvalitetnog i redovnog održavanja, pogotovo kod starijih brodova. Oštećenja izazvana pukotinama uzrokuju dodatne troškove održavanja broda, mogućnost onečišćenja okoline (posebno izlivanjem nafte), a u najtežim slučajevima dovode do nesreća koje mogu ugroziti ljudske živote.

U novije vrijeme zamoru brodskih konstrukcija pridaje se posebna pažnja. S jedne strane brodograditelji su u potrazi za rješenjima koja će pojeftiniti gradnju broda i učiniti ga ekonomičnijim u eksploataciji. Stoga se brodске konstrukcije optimiziraju snižavanjem kriterija stabilnosti, povećava se udio čelika povišene čvrstoće što vodi smanjenju prosječne debljine čelika, oblikuju se pojednostavljeni ili nestandardni strukturni detalji. S druge strane, rastuća potražnja za pomorskim prijevoznim kapacitetima potiče gradnju sofisticiranih plovila visoke tehnologije i specijalnih rješenja, za koje ne postoji povratna informacija o robusnosti ili pak brodove i spremnike sve većih nosivosti i kapaciteta, pri čemu se ujedno povećava složenost tehnoloških procesa gradnje. I u jednom i u drugom slučaju mogu se očekivati povećani rizici zamornog oštećenja konstrukcije.

Brodске konstrukcije izložene su cikličkim opterećenjima konstantne ili promjenjive jakosti, a možemo ih razvrstati u dvije skupine: visokociklička opterećenja razmjerno malog intenziteta i niskociklička opterećenja razmjerno visokog intenziteta.

Visokociklička opterećenja uzrokovana su prvenstveno hidrodinačkim valnim opterećenjem, a zatim i inercijskim silama u spremnicima, te vibracijama brodске konstrukcije. Broj izmjena (ciklusa) kod takvih opterećenja mjeri se u milijunima i reda je veličine 10^7 do 10^8 ciklusa. Takve značajke opterećenja pogoduju nastanku i zatim dugom i stabilnom rastu pukotina.

Niskociklička opterećenja ostvaruju se pri ukrcaju i iskrcaju tereta (spremnici za ukapljeni plin), te uslijed toplinskih naprezanja. Ukoliko do pojave oštećenja konstrukcije dođe nakon više od 10 i manje od 10^4 ciklusa, govorimo o niskocikličkom naprezanju.

Procjena zamorne izdržljivosti brodskih (i drugih pomorskih) konstrukcija danas je dinamično polje suvremenog znanstvenog istraživanja. Cilj toga rada bolje je razumijevanje procesa zamora, ali i izrada pouzdanih i učinkovitih inženjerskih metoda određivanja životnog vijeka strukturnih detalja izravno primjenjivih u praksi.

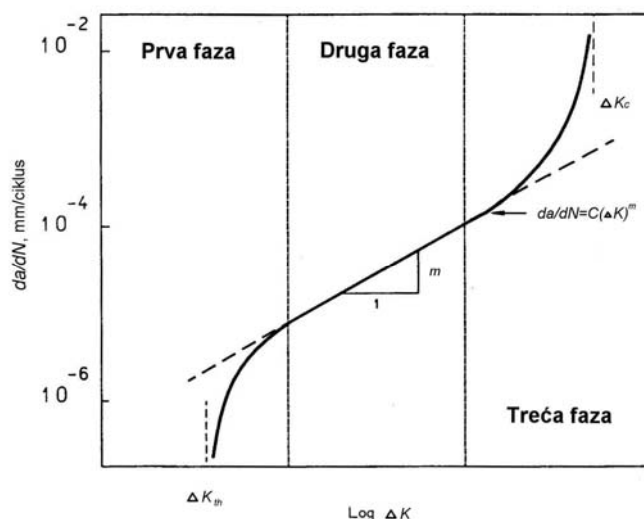
5.1 Fizikalne osnove zamora materijala

Zamor materijala je proces akumulacije zamornog oštećenja materijala podvrgnutog cikličkom opterećenju. Uobičajeno se proces zamora sagledava u tri faze: nastanak pukotine, rast pukotine, te nestabilan rast pukotine i lom materijala [48].

Prvobitne mikropukotine, nastaju akumulacijom plastičnih deformacija u materijalu. Njihov nastanak ovisi o tzv. pokretljivosti materijala, koja je veća na površini nego u unutrašnjosti materijala. Pri tome se izraz površina odnosi jednako na vanjske kao i na unutarnje površine koje postoje u materijalu, kao što su npr. one koje nastaju uslijed nesavršenosti zavarivačkog postupka.

U kristaliničnim materijalima kao što je čelik plastične deformacije nastajat će duž kristalografskih ravnina. Kao posljedica proklizavanja materijala u tim ravninama stvarat će se nove slobodne površine. Oksidacija i očvrnuće materijala uslijed plastičnih deformacija uzrokovat će klizanje materijala u susjednim ravninama. Kumulativni efekt tog procesa je cikličko slabljenje materijala, te nastanak i oblikovanje mikropukotina. U toj početnoj fazi njihova je veličina manja od veličine zrna materijala i stoje pod kutom od 45^0 u odnosu na smjer glavnih naprezanja.

U drugoj fazi pukotina nastavlja svoj rast u smjeru okomitom na glavna naprezanja. Polje naprezanja i deformacija u okolini vrha pukotine može se opisati faktorom intenzivnosti naprezanja K_{SIF} koji ovisi o opterećenju, dužini i obliku pukotine, te vanjskoj geometriji strukturnog detalja.



Slika 5-1 Nastanak i širenje pukotine

Kako rast pukotine pri svakom ciklusu opterećenja ovisi o naprezanjima i deformacijama oko vrška pukotine, može se uspostaviti ovisnost između brzine rasta pukotine i raspona faktora intenzivnosti naprezanja ΔK . Rast pukotine u drugoj fazi opisan je Paris-Erdoganovom jednadžbom:

$$\frac{da}{dN} = C \cdot \Delta K^m, \quad (6.1)$$

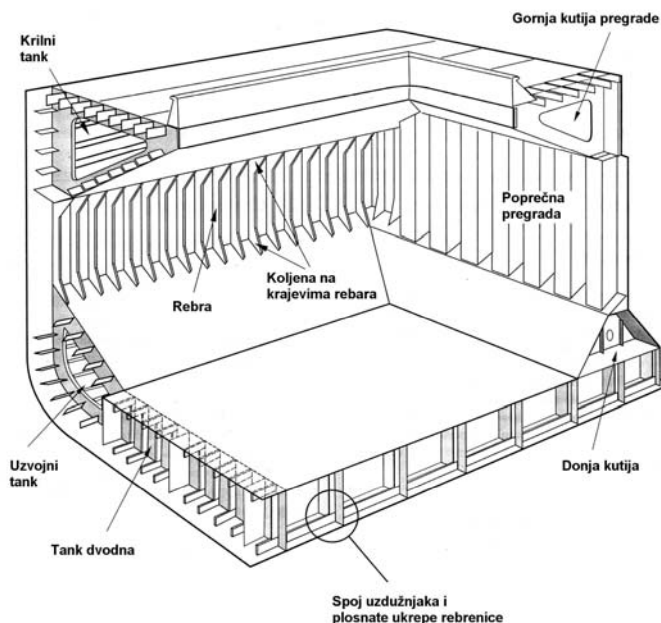
gdje su da/dN brzina rasta pukotine, a C i m parametri rasta. Tipičan izgled krivulje rasta pukotine prikazan je na slici 5-1.

Upravo izgled krivulje u obliku slova S sugerira podjelu rasta pukotine na tri faze. U prvoj fazi brzina rasta pukotine približava se nuli kako $\Delta K \rightarrow \Delta K_{th}$, pri čemu je ΔK_{th} granična vrijednost raspona faktora intenzivnosti naprezanja ispod koje pukotina ne može započeti svoj rast. Drugim riječima, postoji granična vrijednost naprezanja materijala kod koje ne može doći do rasta pukotine. Taj proces blokiranja rasta pukotine nije do kraja objašnjen no vjeruje se da pojava korodiranih slojeva, grubost slobodnih površina i zaostale plastične deformacije doprinose tom fenomenu.

Treću fazu rasta pukotine odlikuje naglo povećanje ΔK i brzine rasta pukotine. Ta se faza uobičajeno naziva faza nestabilnog rasta pukotine i ona završava žilavim ili krhkim lomom materijala i strukturnog detalja.

5.2 Problem zamora u brodskim konstrukcijama

Brod je složena konstrukcija, sastavljena od velikog broja različitih strukturnih detalja, slika 5-2. Neki od njih, kao što su uzdužnjaci bokova, otvori na palubama, spojevi uzdužnih i poprečnih veza, potporna koljena i sl., posebno su osjetljivi na zamor materijala [49].



Slika 5-2 Teretni prostor tipičnog broda za prijevoz rasutog tereta

Postoji niz čimbenika koji mogu smanjiti životni vijek strukturnog detalja. Na brodogradilištima je da dobrom graditeljskom praksom umanje pogreške pri zavarivanju, tehnološkoj obradi materijala i zaštiti od korozije. Konstruktori pak, moraju pažnju usredotočiti na žarišna mjesta koncentracije naprezanja na strukturnim detaljima. Takva mjesta mogu biti i često jesu mjesta nastanka i početka širenja pukotine.

Kada je riječ o zavarivanju, moguće je uočiti nekoliko važnih faktora koji utječu na zamornu čvrstoću strukturnih detalja.

Kao prvo, zavareni spojevi neizbježno sadrže brojne i raznovrsne pogreške. Mnoge od njih ponekad tvore oštre kutove slobodnih površina i pod utjecajem cikličkog opterećenja odmah počinju izrastati u pukotine [50, 51, 52]. U tom slučaju biva potpuno preskočen početni životni vijek pukotine, tj. faza u kojoj kroz duže vrijeme brojna uzastopna klizanja u materijalu iniciraju početnu mikropukotinu.

Dalje, ustanovljeno je da pukotine najčešće nastaju u zoni utjecaja topline i otuda se šire. To je područje u kojem se može očekivati koncentracija pogrešaka, te lokalna promjena zamornih svojstava materijala.

Kao treće valja spomenuti zaostala naprezanja. Ona nastaju tijekom hlađenja zavora, djeluju i na zavar i na njegovu okolinu, te mogu doseći granicu tečenja materijala [53]. Pri tome tlačna naprezanja povoljno utječu na zamorna svojstva materijala, dok su vlačna naprezanja nepovoljna i nepoželjna. Zaostala naprezanja nisu svojstvena samo zavarivačkom dijelu procesa već mogu nastati i tijekom predobrade proizvoda i materijala. Ipak, upravo su zaostala naprezanja uslijed zavarivanja najznačajnija i najveća po intenzitetu.

5.3 Analiza zamora

Nesavršenost materijala i proizvodnih postupaka uzrokuju postojanje brojnih pogrešaka u strukturi materijala. Zamor materijala predstavlja rast i srastanje tih mikroskopskih pogrešaka u pukotine i zatim njihovo širenje sve dok ne nastupi oštećenje. Ukupna dužina trajanja tog procesa naziva se zamorni vijek materijala.

Kada je riječ o brodskim konstrukcijama zamor materijala uzrokovan je u najvećoj mjeri cikličkim valnim opterećenjem broda. Određivanje tog opterećenja i rezultirajućeg zamornog vijeka osnovni je cilj analize zamora brodskih konstrukcija.

Tri su osnovne metode analize zamora: metoda kumulativnog oštećenja ili metoda S-N krivulja (Wöhlerovih krivulja), mehanika loma i vjerojatnosna metoda procjene pouzdanosti.

5.3.1 Metoda kumulativnog oštećenja

Metoda kumulativnog oštećenja zasniva se na korištenju S-N krivulja [54]. Te krivulje nastaju na osnovi rezultata eksperimenata mjerenjem zamornog vijeka detalja za određenu razinu naprezanja i broj ciklusa kod kojeg nastupa oštećenje. Testovi se provode za različite klase strukturnih detalja i svakoj od njih pripada odgovarajuća S-N krivulja. Zamor materijala promatra se kao proces akumulacije oštećenja pri svakom ciklusu opterećenja [55, 56]. Spektralna metoda analize zamora zasniva se na korištenju S-N krivulja te će dalje u radu biti više riječi o tome.

5.3.2 Mehanika loma

Mehanika loma pretpostavlja postojanje pukotine, a njen rast predstavlja porast zamornog oštećenja [48, 57]. Osnovni zadatak mehanike loma je ustanoviti zakon rasta pukotine i na osnovi toga predvidjeti preostali zamorni vijek strukturnog detalja s pukotinom⁴. Plastično područje oko vrška pukotine može se zanemariti te se problem zamora rješava u okvirima linearno-elastične mehanike loma.

Faktor koji povezuje lokalno stanje naprezanja i deformacija u okolini vrška pukotine s globalnim parametrima koji određuju rast pukotine, kao što su opterećenje i geometrija detalja, naziva se faktor intenzivnosti naprezanja. Brzina rasta pukotine izravno ovisi o tom faktoru.

Razvojem mehanike loma razvile su se i različite metode određivanja faktora intenzivnosti naprezanja. Postojeća rješenja sabrana su u posebnim priručnicima i mogu se primijeniti na različite probleme.

Za složene probleme faktor intenzivnosti naprezanja može se odrediti metodom superpozicije standardnih rješenja, pomoću težinskih funkcija ili drugačije.

5.3.3 Vjerojatnosna metoda određivanja pouzdanosti

Vjerojatnosna metoda predviđanja zamornog vijeka primjenjuje se u kombinaciji s metodom S-N krivulja ili mehanikom loma [58, 59]. U prvom slučaju vjerojatnosna analiza provodi se u projektnoj fazi, dok se u drugom slučaju procjena preostalog zamornog vijeka zasniva na mehanici loma i uobičajeno provodi nakon inspekcijskog pregleda.

⁴ Ukupni vijek trajanja strukturnog detalja sastoji se od broja ciklusa do nastanka pukotine i onoga tijekom širenja novonastale pukotine, do loma.

U oba slučaja nastoji se odrediti rizik oštećenja i osigurati da on bude unutar dopuštenih vrijednosti. Kriterij oštećenja općenito ima oblik:

$$P_f = \Phi(-\chi), \quad (5.2)$$

gdje je P_f dopuštena vjerojatnost oštećenja, χ rezultirajući faktor sigurnosti, a Φ funkcija vjerojatnosti Gaussove razdiobe.

U kombinaciji s metodom S-N krivulja faktor sigurnosti nastoji se odrediti uzimajući u obzir neodređenosti svih parametara strukturne analize: opterećenja, odziva i modeliranja konstrukcije. Neodređenosti su razlog raspršenosti rezultata analize zamora i uzrokovane su nizom različitih razloga: počevši od tolerancija točnosti geometrije strukturnog detalja, pa do onih koje su posljedica nepreciznosti numeričkih proračuna. Smatra se da upravo neodređenosti koje se odnose na S-N krivulje i model akumulacije oštećenja najviše utječu na raspršenost rezultata procjene zamornog vijeka.

5.4 Postupci analize zamora

5.4.1 Pojednostavljeni postupak

Pojednostavljeni postupak analize zamora omogućuje razmjerno brzo i jednostavno određivanje zamornog oštećenja strukturnih detalja brodske konstrukcije. Postupak se razlikuje za pojedina klasifikacijska društva, može se kombinirati sa složenijim postupcima analize i načelno se odvija u pet koraka.

Određivanje valnog opterećenja predstavlja prvi korak. Određuju se sile i momenti savijanja broskog trupa, hidrodinamički tlak na vanjsku oplatu uslijed valnog opterećenja i tlak zapljuskivanja tekućine u spremnicima uslijed njihanja broda. Ova opterećenja računaju se prema pravilima klasifikacijskih društava vodeći računa o stanju krcanja broda. Na osnovi izračunatog valnog opterećenja određuju se naprezanja u promatranim strukturnim detaljima.

U drugom koraku potrebno je odabrati faktor koncentracije naprezanja za zadani strukturni detalj slijedeći upute klasifikacijskog društva. Ovisno o svrsi analize i praktičnom iskustvu moguće je faktor koncentracije naprezanja odrediti metodom konačnih elemenata uz pažljivo modeliranje i analizu naprezanja. Specifičnosti detalja i opterećenja obuhvaćeni su odgovarajućim faktorima korekcije. Njih je potrebno uvrstiti u analizu u ovom koraku.

Slijedi određivanje rezultirajućeg naprezanja kroz kombinaciju postojećih naprezanja, što predstavlja treći korak.

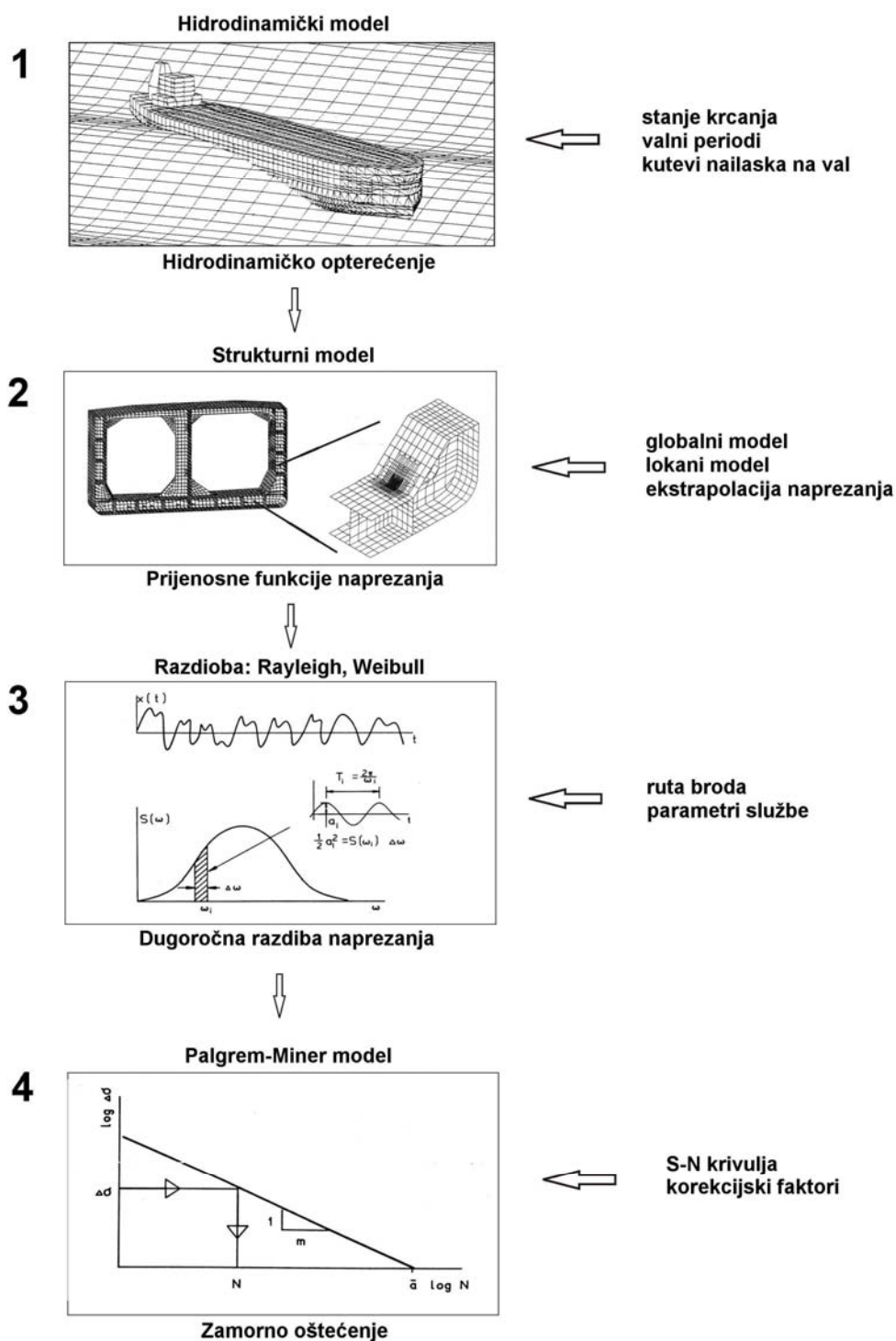
Nakon toga određuje se dugoročna razdioba naprezanja. Shodno pravilima klasifikacijskih društava ta se razdioba aproksimira dvoparametarskom Weibullovom razdiobom naprezanja. Parametar oblika odabire se ovisno o vrsti promatranog strukturnog detalja, njegovu položaju u odnosu na vodnu liniju ili drugačije.

Na kraju se računa kumulativno zamorno oštećenje na osnovi dugoročne razdiobe naprezanja, prema odgovarajućoj formuli i posebno za svako stanje krcanja.

Prednost pojednostavljene metode analize zamora jest u jednostavnosti korištenja i brzini kojom se određuje zamorno oštećenje. Premda uključuje niz pojednostavljenja bit će dovoljno točna pri analizi standardnih strukturnih detalja kada je potrebno raspolagati informacijom o približnoj ili komparativnoj zamornoj izdržljivosti kritičnih detalja.

5.4.2 Spektralna analiza zamora

Spektralnom metodom analize zamora moguće je zamorno oštećenje strukturnog detalja odrediti izravnim proračunom [3, 60]. Postupak se odvija u četiri osnovna koraka koji su shematski prikazani na slici 5-3.



Slika 5-3 Shematski prikaz četiri koraka spektralne analize zamora

Prvi korak predstavlja određivanje hidrodinamičkog opterećenja modela brodske konstrukcije za niz valnih perioda, susretnih kutova i stanja krcanja. Uobičajeno se koristi dvadesetak valnih perioda, petnaestak susretnih kutova i dva osnovna stanja krcanja što čini ukupno 600 različitih kombinacija, odnosno slučajeva opterećenja, za koje je potrebno provesti zaseban proračun [4].

Proračun se obavlja u frekventnom području, a rezultat proračuna su prijenosne funkcije valnog opterećenja: inercijske sile, hidrodinamički tlak na oplakanim površinama, te momenti savijanja i smične sile po presjeku trupa za svaku kombinaciju parametara. Teorijske osnove i specifičnosti postupka u odnosu na zamor materijala opisane su u poglavlju 6.

Slijedi određivanje prijenosnih funkcija odziva konstrukcije, odnosno prijenosnih funkcija naprezanja u kritičnim točkama strukturnog detalja. Za svaku kombinaciju valnog perioda, susretnog kuta i stanja krcanja izračunato hidrodinamičko opterećenje prenosi se na strukturni model. Metodom konačnih elemenata određuju se nominalna, žarišna ili vršna naprezanja, ovisno o finoći modela, poglavlja 5 i 12.

Određivanje dugoročne razdiobe treći je korak spektralne metode i sastoji se od dva dijela. U prvom od njih određuje se kratkoročni spektar odziva na osnovi izračunatih prijenosnih funkcija naprezanja i zadanog valnog spektra za kratkoročno stacionarno stanje mora. Nakon toga, određuje se dugoročna razdioba naprezanja na osnovi vjerojatnosti pojave svakog od kratkoročnih stanja mora, te vjerojatnosti stanja krcanja i brzine broda za svakog od njih.

Četvrti korak započinje aproksimacijom izračunate dugoročne razdiobe naprezanja dvoparametarskom Weibullovom razdiobom naprezanja. Na temelju toga računa se kumulativno zamorno oštećenje kako je opisano u poglavlju 7.

6. VALNO OPTEREĆENJE

Brodске i pomorske konstrukcije izložene su djelovanju valova i njima uzrokovanim valnim opterećenjem. Valovita površina mora oblikuje se uslijed istodobnog djelovanja uzbudnih sila koje pokreću valove i povratnih sila koje ih nastoje vratiti u ravnotežno stanje mirnog mora. Valovi nastaju i uslijed kretanja broda ili pomicanja kopna i morskog dna, no daleko najznačajnija sila uzbuđuje valova jest energija vjetrov otvorenih mora.

Slabim vjetrom namreškana površina mora prošarana je tzv. kapilarnim valovima, a povratnu silu tada čini površinska napetost tekućine. Stalnim i značajnim unosom energije vjetrov valovi se razvijaju i rastu, pa povratna sila postaje sila zemljine težine. Takve valove nazivamo gravitacijskim valovima. Prestankom djelovanja vjetrov započinje vrlo sporo rasipanje ogromne energije koju sadrže valovi različitih smjerova.

Nepravilnu i nepredvidivu valovitu površinu mora moguće je promatrati kao superpoziciju pravilnih, harmonijskih valova različitih visina, perioda, kutova nailaska i faznih pomaka [61, 62]. Takav opis stanja mora omogućuje proračun valnog opterećenja i odziva brodske konstrukcije na osnovi:

1. Determinističkog opisa stanja mora linearnom valnom teorijom.
2. Opisa stanja mora spektralnom metodom.

Valno opterećenje moguće je računati i jednostavnim formulama koja propisuju klasifikacijska društva, a koja na osnovi jednostavnih parametara kao što su glavne izmjere broda i lokacija teretnog prostora, omogućuju jednostavno dimenzioniranje elemenata strukture. Zbog jednostavnosti korištenja i pouzdanosti rješenja potvrđenih kroz praksu, pravila klasifikacijskih društava uživaju visoko povjerenje projektanata. Ona ne mogu dati uvid u stvarnu razdiobu opterećenja i naprezanja brodskih konstrukcija, niti im je to svrha. Prije teorijskog opisa "stvarnog" valnog opterećenja, deterministički i spektralnom metodom, prikazan je pojednostavljeni proračun valnog opterećenja za nezavisne spremnike tipa C, prema pravilima Germanischer Lloyd [42].

6.1 Pojednostavljeni proračun valnog opterećenja

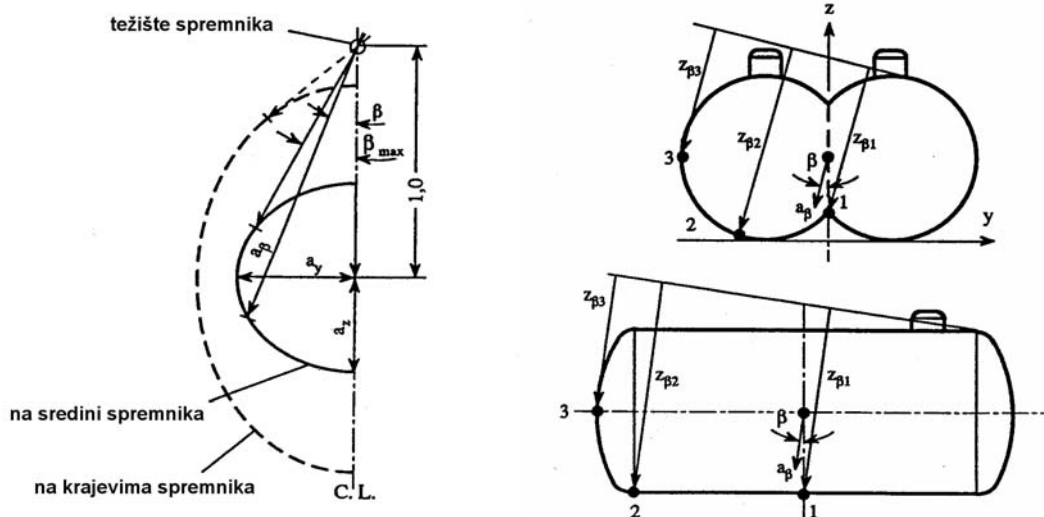
Vrijednost dinamičkog tlaka, P_{gd} , koji je mjera valnog opterećenja spremnika i nastaje istodobnim djelovanjem težine tereta i inercijskih sila uslijed njihovanja broda na valovima, računa se prema pravilima GL sljedećim izrazom:

$$P_{gd} = \frac{a_{\beta} \cdot z_{\beta} \cdot \rho}{1.02 \cdot 10^4} \text{ bar}$$

gdje su:

a_{β} - bezdimenzionalno ubrzanje, relativno u odnosu na konsantu gravitacije, slika 6-1

z_{β} - najviša visina tekućine iznad točke za koju se određuje tlak P_{gd} , mjereno od ljske spremnika u smjeru β , slika 6-1.



Slika 6-1 Elipsa ubrzanja a_β i visina razine tekućine z_β

Vrijednosti vertikalnog, uzdužnog i poprečnog ubrzanja određuju se izrazima:

$$a_z = \pm a_0 \sqrt{1 + \left(5.3 - \frac{45}{L}\right)^2 \left(\frac{x}{L} + 0.05\right)^2 \left(\frac{0.6}{C_B}\right)^{3/2}}$$

$$a_y = \pm a_0 \sqrt{0.6 + 2.5 \left(\frac{x}{L} - 0.05\right)^2 + K \left(1 + 0.6K \frac{z}{B}\right)^2}$$

$$a_x = \pm a_0 \sqrt{0.06 + A^2 - 0.25A}$$

gdje su:

$$A = \left(0.7 - \frac{L}{1200} + 5 \frac{z}{L}\right) \left(\frac{0.6}{C_B}\right)$$

$$a_0 = 0.2 \frac{v}{\sqrt{L}} + \frac{34 - 600/L}{L}$$

pri čemu su:

- L – dužina broda, m
- C_B – koeficijent istisnine
- B – teorijska širina broda, m
- x – udaljenost, po dužini broda, od sredine broda do težišta ispunjenog spremnika
- z – udaljenost, po visini broda, od aktualne vodne linije broda do težišta ispunjenog spremnika, m
- v – maksimalna brzina potpuno nakrcanog broda na mirnoj vodi, u čvorovima
- k – koeficijent ovisan o stanju krcanja, odnosno metacentarskoj visini broda $M_B G$

6.2 Deterministički opis stanja mora linearnom valnom teorijom

6.2.1 Potencijal brzine

Osnovne pretpostavke iz kojih se izvodi linearna teorija harmonijskog progresivnog vala su: morska voda je nestlačiva i neviskozna, a gibanje tekućine je bezvrtložno. Brzina tekućine u trenutku t i točki (x, y, z) je $\vec{V}(x, y, z, t)$ i može se izraziti pomoću potencijala brzine ϕ kao:

$$\vec{V} = \nabla \phi = \frac{\partial \phi}{\partial x} \vec{i} + \frac{\partial \phi}{\partial y} \vec{j} + \frac{\partial \phi}{\partial z} \vec{k} \quad (6.1)$$

gdje su $\vec{i}, \vec{j}, \vec{k}$ jedinični vektori koordinatnih osi.

Zbog nestlačivosti tekućine iz jednadžbe kontinuiteta proizlazi da potencijal brzine mora zadovoljiti homogenu Laplaceovu jednadžbu:

$$\Delta \phi = \frac{\partial^2 \phi}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \phi}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 \phi}{\partial z^2} = 0 \quad (6.2)$$

Funkcija potencijala brzine ϕ određuje se rješavanjem te jednadžbe za zadane rubne uvjete na slobodnoj i oplakanoj površini, te morskom dnu.

Vrijednost tlaka u pojedinoj točki fluida određuje se zatim prema lineariziranoj Bernoullijevoj jednadžbi (za pozitivnu, uspravnu z-os):

$$p = -\rho \frac{\partial \phi}{\partial t} + \frac{1}{2} \rho \vec{V} \cdot \vec{V} - \rho g z + C \quad (6.3)$$

gdje je C funkcija vremena, odnosno konstanta ako se vremenska ovisnost funkcije izrazi kroz potencijal. U jednadžbi zanemarujemo kvadratni član kao malu veličinu drugog reda.

6.2.2 Hidrodinamički rubni uvjeti

Rubni uvjet na oplakanoj površini tijela koje miruje u tekućini je $\partial \phi / \partial \vec{n} = 0$. Taj rubni uvjet kazuje da fluid ne ulazi niti izlazi kroz oplakanu površinu tijela. Pri tome je vektor \vec{n} vektor normale površine tijela. Ukoliko se tijelo giba brzinom \vec{U} rubni uvjet na površini tijela je $\partial \phi / \partial \vec{n} = \vec{U} \cdot \vec{n}$.

Kinematički rubni uvjet slobodne površine uvjetuje da čestica fluida na slobodnoj površini uvijek ostaje na slobodnoj površini. Ukoliko se brzina \vec{V} izrazi preko potencijala brzine, taj se rubni uvjet može zapisati jednadžbom:

$$\frac{\partial \xi}{\partial t} + \frac{\partial \phi}{\partial x} \frac{\partial \xi}{\partial x} + \frac{\partial \phi}{\partial y} \frac{\partial \xi}{\partial y} - \frac{\partial \phi}{\partial z} = 0 \quad (6.4)$$

za $z = \xi(x, y, t)$, gdje je ξ trenutna amplituda vala.

Rubni uvjet koji opisuje jednakost tlaka u tekućini i atmosferskog tlaka na slobodnoj površini mora, uz odabir $C = p_0 / \rho$, gdje je p_0 vrijednost atmosferskog tlaka, jest:

$$\rho \xi + \frac{\partial \phi}{\partial t} + \frac{1}{2} \left(\left(\frac{\partial \phi}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial \phi}{\partial y} \right)^2 + \left(\frac{\partial \phi}{\partial z} \right)^2 \right) = 0 \quad (6.5)$$

za $z = \xi(x, y, t)$. Ovaj rubni uvjet je nelinearan i linearizira se kako bi se problem pojednostavio. Kao posljedica linearizacije potencijal brzine postaje proporcionalan amplitudi vala što ne dovodi do velike pogreške kada je amplituda vala relativno malena u odnosu na dužinu vala i dimenzije tijela.

Taylorovim razvojem mogu se rubni uvjeti na površini prenijeti na srednju vrijednost slobodne površine, odnosno na $z = 0$. U tom slučaju kombinacijom rubnih uvjeta dobiva se:

$$\frac{\partial^2 \phi}{\partial t^2} + g \frac{\partial \phi}{\partial z} = 0 \quad (6.6)$$

na $z = 0$. Kada potencijal harmonijski oscilira u vremenu frekvencijom ω , gornji izraz prelazi u:

$$-\omega^2 \phi + g \frac{\partial \phi}{\partial z} = 0. \quad (6.7)$$

6.2.3 Teorija harmonijskih progresivnih valova

Teorija harmonijskih valova, poznata i kao Airyeva teorija, izvodi se uz dvije pretpostavke: dno mora je horizontalno i slobodna površina mora pruža se beskonačno u daljinu. Prvi uvjet opisuje jednadžba: $\partial \phi / \partial z = 0$, za $z = -h_m$, gdje je h_m dubina mora.

Potencijal brzine opisuje se umnoškom funkcija koje ovise o jednoj nezavisnoj varijabli i zatim se Laplaceova jednadžba rješava metodom separacije varijabli. Opći oblik rješenja koje zadovoljava Laplaceovu jednadžbu je:

$$\phi = e^{kz} (A \cos kx + B \sin kx) \cos(\omega t + \alpha), \quad (6.8)$$

gdje su A , B i α proizvoljne konstante, a k valni broj:

$$\frac{\omega^2}{g} = k. \quad (6.9)$$

Da bi jednadžba (6.8) opisala valove koji se šire iz proizvoljnog smjera, posljednji član jednadžbe mora imati oblik:

$$\cos(\omega t - kx \cos \beta - ky \sin \beta + \gamma), \quad (6.10)$$

gdje je β smjer širenja valova, a γ konstantni fazni kut.

6.2.4 Odziv konstrukcije na harmonijskom valu

Hidrodinamičku analizu valnog opterećenja i odziva brodske konstrukcije moguće je provesti programskim paketima koji se zasnivaju na vrpčastoj teoriji. Uobičajeno se provode tri vrste (razine) proračuna:

1. Hidrostatički proračun, pri čemu se računaju hidrostatičke značajke broda i određuje ravnoteža hidrostatskih sila (težina i uzgon) za brod na mirnoj vodi.

2. Proračun globalnog odziva broda, za izračun hidrodinamičke sile pravilnih valova na oplatu broda, inercijskih sila uslijed njihanja broda, te presječnih sila i momenata za diskretne presjeke broda.
3. Proračun lokalnog opterećenja, pri čemu se globalno opterećenje prenosi na razinu strukturnih elemenata brodske konstrukcije i naknadno koristi u kvazi-statičkoj ili dinamičkoj strukturnoj analizi.

Proračun koji se zasniva na vrpčastoj teoriji uzima u obzir brzinu broda, te određene nelinearne efekte.

Pri hidrodinamičkoj analizi odziva konstrukcije na uzbuđu harmonijskog vala polazi se od pretpostavke da nema prolaznih učinaka kao posljedica zadanih rubnih uvjeta. To znači da komponente gibanja i opterećenja osciliraju jednakom frekvencijom kao i valna uzbuđa.

Model u hidrodinamičkoj analizi odziva brodske konstrukcije na pravilnom valu sastoji se od dva dijela:

1. U prvom dijelu promatra se djelovanje nailaznog vala i njegove difrakcije na nepomično tijelo (brodski trup). Nastali tlakovi na oplakanoj površini tijela rezultiraju valnom uzbuđom – valnom silom i valnim momentom, a dvije komponente uzbuđe koje nastaju kao posljedica nailaznog vala i njegove difrakcije nazivaju se Froud-Krilovljeva i difrakcijska komponenta.
2. U drugom dijelu promatra se osciliranje tijela u nepomičnoj tekućini sa šest stupnjeva slobode. Tlakovi nastali u pripadnim valovima radijacije, koji se u radijalnom smjeru šire od njega, rezultiraju hidrodinamičkom reakcijom koja uključuje komponente u fazi s ubrzanjem i komponente u fazi s brzinom. Prva se komponenta manifestira kao efektivna ili pridružena masa, a druga kao hidrodinamičko prigušenje. Varijacija uronjenog volumena manifestira se kao povratna sila.

Kao posljedica linearnosti opterećenja dobivena tim dvjema pod-analizama zbrajaju se u rezultirajuće opterećenje.

Šest komponenti gibanja broda su tri translacije i tri rotacije, odnosno: zalijetanje, zanošenje i poniranje, te ljučenje, posrtanje i zaošijanje. Koordinatni sustav fiksiran je uz brod.

Njihanje neke točke na brodu opisuje jednačba:

$$\vec{s} = \eta_1 \vec{i} + \eta_2 \vec{j} + \eta_3 \vec{k} + \vec{\omega} \times \vec{r}, \quad (6.11)$$

gdje je vektorski produkt $\vec{\omega} \times \vec{r}$ određen sa:

$$\begin{aligned} \vec{\omega} &= \eta_4 \vec{i} + \eta_5 \vec{j} + \eta_6 \vec{k} \\ \vec{r} &= x\vec{i} + y\vec{j} + z\vec{k} \end{aligned} \quad (6.12)$$

6.2.5 Pridružena masa, hidrodinamičko prigušenje i povratna sila

Pridružena masa i hidrodinamičko prigušenje predstavljaju hidrodinamičke sile i momente koji se pojavljuju uslijed prisilnog oscilatornog gibanja krutog tijela. Smatra se da nema nailaznog vala, no prisilno njihanje tijela generira odlazne valove.

Prisilno gibanje dovodi do stvaranja oscilirajućeg polja tlaka na oplakanoj površini tijela. Integriranjem tih tlakova dobivaju se rezultirajuće sile i momenti. Ukoliko se komponente sile u

smjeru koordinatnih osi x , y i z označe s F_1, F_2, F_3 , a komponente momenta oko tih osi sa F_4, F_5, F_6 , tada su vrijednosti pridružene mase i prigušne sile definirane sa:

$$F_k = -A_{kj} \frac{d^2 \eta_j}{dt^2} - B_{kj} \frac{d\eta_j}{dt}, \quad j, k = 1 \dots 6 \quad (6.13)$$

pri čemu se A_{kj} i B_{kj} nazivaju hidrodinamički koeficijenti. Vrijednost hidrodinamičkih koeficijenata ovisi o formi broda, frekvenciji oscilacije i brzini tijela.

Pridružena masa i hidrodinamičko prigušenje određuju se rješavanjem Laplaceove jednadžbe za prisutne rubne uvjete. Normalna komponenta brzine fluida na površini tijela jednaka je normalnoj brzini oscilacije tijela, S_B . Normalna komponenta brzine na dnu mora jednaka je nuli, S_0 . Tlak na površini mora jednak je atmosferskom tlaku, a čestice tekućine ostaju na slobodnoj površini, S_F . Na beskonačnoj udaljenosti od tijela postavlja se radijacijski uvjet, S_∞ . Slika 6-4 shematski prikazuje kontrolnu površinu i navedene rubne uvjete.

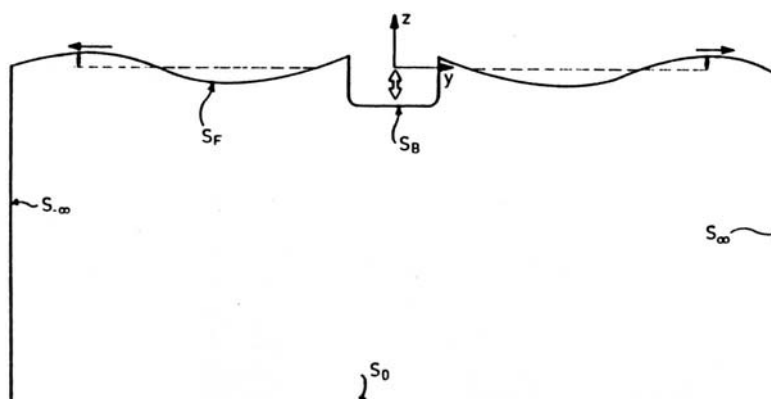
Nakon što je određen potencijal brzine tlak se određuje pomoću linearizirane Bernoullijeve jednadžbe. Rezultirajuće sile i momenti dobivaju se integriranjem polja tlaka po površini tijela, pri čemu se hidrostatički tlak ne uzima u obzir. Valja napomenuti da se tlak integrira samo do razine mirne vodne linije tijela. Zatim se određuju hidrodinamički koeficijenti.

Proračun pridružene mase i hidrodinamičkog prigušenja za trodimenzionalna tijela, kao što su brodske konstrukcije, obavlja se metodom odsječaka. Pri tome se brod modelira nizom odsječaka za koje se posebno računa hidrodinamičko opterećenje, a zatim se ono integrira po površini svih odsječaka, odnosno po dužini broda.

Hidrodinamičke povratne sile i momenti obuhvaćaju djelovanje prisilnih oscilacija uslijed postojanja hidrostatičkog opterećenja i težine broda. Mogu se zapisati u obliku:

$$F_k = C_{kj} \eta_j, \quad k, j = 1 \dots 6 \quad (6.14)$$

Hidrodinamički koeficijenti C_{kj} ne ovise o frekvenciji oscilacija, ali ovise o brzini napredovanja, te je njihovo određivanje razmjerno jednostavno na osnovi hidrostatike tijela.



Slika 6-4 Kontrolna površina i rubni uvjeti

6.2.6 Valne sile i momenti

Ove sile i momenti čine opterećenje strukture uslijed djelovanja nailaznih valova. Pri tome se smatra da su spriječene oscilacije strukture, a valovi su pravilni i sinusoidnog oblika. Djelovanje rezultirajućeg polja tlaka sastoji se od dva dijela.

Prvi dio odnosi se na djelovanje valova neuznemirenih prisustvom strukture. Sile i momenti koji otuda nastaju nazivaju se Froud-Krilovljeva valna komponenta opterećenja. Potencijal brzine nailaznog vala je:

$$\phi_I = \frac{g\xi_a}{\omega_0} e^{kz} \cos(\omega_e t - kx \cos \beta - ky \sin \beta) \quad (6.15)$$

gdje je ω_e susretna frekvencija broda u odnosu na valove, prema:

$$\omega_e = \omega_0 - \omega_0^2 \frac{v}{g} \cos \beta, \quad (6.16)$$

pri čemu je v brzina broda. Linearizirana Bernoullijeva jednadžba opisuje rezultirajuće polje tlaka kako slijedi:

$$p_I = \rho g \xi_a e^{kz} \sin(\omega_e t - kx \cos \beta - ky \sin \beta). \quad (6.17)$$

Amplitude Froud-Krilovljevih sila i momenata ne ovise o brzini broda.

Drugi dio opterećenja odnosi se na promjenu polja tlaka uslijed prisustva tijela. To se naziva difrakcijska komponenta opterećenja i određuje se na sličan način kao i pridružena masa i hidrodinamičko prigušenje, odnosno pomoću potencijala brzine i odgovarajućih rubnih uvjeta. Osnovna razlika pri tome je rubni uvjet na površini tijela gdje derivacija difrakcijskog potencijala brzine mora biti jednaka po veličini normalnoj komponenti brzine uslijed nailaznog vala, te suprotnog smjera. Na taj način osigurava se da rezultirajuća normalna komponenta brzine na površini tijela bude jednaka nuli.

6.2.7 Jednadžbe njihanja krutog tijela na harmonijskom valu

Kada su određeni hidrodinamički koeficijenti i uzbudne sile i momenti jednadžbe njihanja krutog tijela postavljaju se iz uvjeta ravnoteže sila i momenata. Ravnotežno stanje harmonijskog gibanja opisano je sustavom jednadžbi:

$$\sum_{k=1}^6 [(M_{jk} + A_{jk}) \ddot{\eta}_k + B_{jk} \dot{\eta}_k + C_{jk} \eta_k] = F_j e^{-\omega_e t}, \quad j = 1 \dots 6 \quad (6.18)$$

gdje su M_{jk} komponente matrice poopcenih masa, a F_j kompleksne amplitude uzbudnih sila i momenata realnog dijela uzbude $F_j e^{-\omega_e t}$. Gornje jednadžbe rješavaju se uz pretpostavku harmonijskog odziva:

$$\eta_k = \bar{\eta}_k e^{-i\omega_e t}, \quad (6.19)$$

pri čemu su $\bar{\eta}_k$ kompleksne amplitude harmonijskog gibanja. Te se jednadžbe u matričnom obliku rješavaju uobičajenim postupcima, a kada su gibanja određena valno opterećenje konstrukcije slijedi iz ranije opisanih izraza.

6.2.8 Vrpčasta metoda

Hidrodinamičku analizu valnog opterećenja brodske konstrukcije moguće je provesti programskim paketima koji se zasnivaju na vrpčastoj teoriji [63]. Pri tome se uronjeni dio modela broda dijeli na određeni broj vrpce, te se dvodimenzionalni hidrodinamički koeficijenti i uzbudne sile određuju za svaku vrpcu posebno. Zatim se integriranjem dobivaju vrijednosti tih koeficijenata za čitav model broda. Uobičajeno se tada provode tri vrste proračuna:

1. Hidrostatički proračun, pri čemu se računaju hidrostatičke značajke broda i određuje ravnoteža hidrostatičkih sila (težina i uzgon) za brod na mirnoj vodi.
2. Proračun globalnog odziva broda, za izračun hidrodinamičkih sila pravilnih valova na oplatu broda, inercijskih sila uslijed njihanja broda, te presječnih sila i momenata za diskretne vrpčaste presjeke modela broda.
3. Proračun lokalnog opterećenja, pri čemu se globalno opterećenje prenosi na razinu strukturnih elemenata brodske konstrukcije i naknadno koristi u kvazi-statičkoj ili dinamičkoj strukturnoj analizi.

6.3 Spektralna metoda opisa stanja mora

Shvaćajući uzburkanu morsku površinu kao zbroj harmonijskih valova različitih valnih visina, frekvencije i slučajnog faznog pomaka, moguće je statistički opisati i analizirati to inače potpuno nepravilno stanje mora.

Kratkoročno stanje morske površine, promatrano u periodu od nekoliko sati, ima svojstva stacionarnog, ergodičnog⁵, uskopojasnog slučajnog procesa za koji je razdioba energije za pojedinu valnu frekvenciju opisana valnim spektrom. Sve važne statističke značajke kratkoročnog stanja mora određuju se iz valnog spektra.

Ukoliko se pretpostavi linearnost odziva broda na uzburkanom moru tada je moguće čitav sustav brod-valovi promatrati kao linearan sustav. U tom slučaju, na osnovi prijenosnih funkcija izračunatih kako je pokazano u prethodnom poglavlju postaje moguće odrediti odziv broda, odnosno spektar tog odziva. U spektralnoj analizi zamora traženi odziv predstavljat će naprezanja u brodskoj konstrukciji.

Dugoročna razdioba naprezanja može se izračunati kada su jednom poznate kratkoročne razdiobe naprezanja različitih stanja mora. Vjerojatnost pojave određenog stanja mora, razdioba različitih stanja krcanja i brzina broda za određeno stanje mora doprinose rezultirajućoj dugoročnoj razdiobi naprezanja i određuju opseg akumuliranog zamornog oštećenja.

6.3.1 Osnovne definicije teorije vjerojatnosti

Slučajna varijabla X je takva varijabla koja slučajno poprima niz mogućih vrijednosti, svaku s određenom vjerojatnošću. Funkcijom vjerojatnosti $f(x)$ određena je vjerojatnost da kontinuirana slučajna varijabla poprimi vrijednost unutar intervala $[a, b]$:

⁵ Postoji beskonačno mnogo realizacija stacionarnog slučajnog procesa, no obično raspolazemo samo jednom od njih (npr. vremenski zapis visine morske površine u promatranom periodu). Slučajni proces posjeduje svojstvo ergodičnosti ukoliko su statističke veličine koje ga opisuju jednake onima izračunatima za jednu njegovu realizaciju.

$$P\{a \leq x \leq b\} = \int_a^b f(x) dx \quad (6.20)$$

Za slučajnu varijablu moguće je definirati očekivanje [64]:

$$\mu = E(X) = \int_{-\infty}^{\infty} x f(x) dx, \quad (6.21)$$

standardnu devijaciju σ , odnosno varijancu σ^2 :

$$\sigma^2 = E[(X - \mu)^2] = \int_{-\infty}^{\infty} (x - \mu)^2 f(x) dx, \quad (6.22)$$

te momente višeg reda:

$$m_k = E[(X - \mu)^k] = \int_{-\infty}^{\infty} (x - \mu)^k f(x) dx. \quad (6.23)$$

Funkcija vjerojatnosti $f_{XY}(x, y)$ slučajnih varijabli X i Y određuje vjerojatnost istovremene pojave dviju slučajnih vrijednosti. Za takvu združenu razdiobu vjerojatnosti definiraju se momenti, pa je tako npr. očekivana vrijednost umnoška X i Y moment drugog reda:

$$E[XY] = \int_{-\infty}^{\infty} \int_{-\infty}^{\infty} xy f_{XY}(x, y) dx dy \quad (6.24)$$

Moment drugog reda oko pripadajućih očekivanja μ_X i μ_Y naziva se kovarijanca slučajnih varijabli X i Y :

$$C_{XY} = E[(X - \mu_X)(Y - \mu_Y)] = \int_{-\infty}^{\infty} \int_{-\infty}^{\infty} (x - \mu_X)(y - \mu_Y) f_{XY}(x, y) dx dy \quad (6.25)$$

Koeficijent korelacije tih dviju varijabli definira se kao:

$$\rho_{XY} = \frac{C_{XY}}{\sigma_X \sigma_Y} \quad (6.26)$$

i poprima vrijednosti u intervalu $-1 \leq \rho_{XY} \leq 1$. Za $\rho_{XY} = 0$ kažemo da su varijable nekorelirane. Granična vrijednost faktora korelacije $\rho_{XY} = \pm 1$ označava linearnu povezanost varijabli, pri čemu se vrijednost varijabli mijenja u istom, odnosno suprotnom smislu za $\rho_{XY} = 1$, odnosno $\rho_{XY} = -1$.

6.3.2 Slučajni procesi

U prirodi postoje brojne pojave koje nije moguće definirati determinističkim zakonima. Nazivamo ih slučajnim procesima i modeliramo slučajnim funkcijama $X(t)$, tj. funkcijama čija je vrijednost u trenutku t slučajna veličina. Slučajni proces može se shvatiti i kao beskonačni skup pojedinačnih mogućih realizacija tog procesa. Promjenljiva visina oceanskih valova predstavlja slučajni proces.

Ukoliko se statističke značajke slučajnog procesa ne mijenjaju u vremenu kažemo da je to stacionarni slučajni proces. Funkcija vjerojatnosti slučajne varijable X stacionarnog slučajnog procesa jednaka je u svakom trenutku.

Statističke značajke ergodičnih stacionarnih slučajnih procesa moguće je odrediti na dva načina: proučavanjem pripadajuće funkcije vjerojatnosti ili pak proučavanjem jedne njegove tipične realizacije $X^{(1)}(t)$.

Očekivanje i drugi momenti ergodičnog procesa mogu se zamijeniti srednjom vrijednošću i odgovarajućim momentima izračunatim iz jedne jedine njegove realizacije. Tako je npr. srednja vrijednost jedne realizacije slučajnog procesa $X(t)$:

$$\mu = \langle X(t) \rangle = \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{T} \int_{-T/2}^{T/2} X(t) dt. \quad (6.27)$$

U analizi ergodičnih slučajnih procesa statističkim metodama od posebne su važnosti korelacijske funkcije koje mjere stupanj stohastičke povezanosti dviju slučajnih varijabli. Najjednostavnija od njih je autokorelacijska funkcija $R(\tau)$ koja mjeri srednju vrijednost umnoška vrijednosti slučajne varijable u vremenskim instancijama razmaknutim za interval τ :

$$R(\tau) = E[X(t)X(t+\tau)] = E[X(t_1)X(t_2)] = \int_{-\infty}^{\infty} \int_{-\infty}^{\infty} x_1 x_2 p_{XX}(x_1, x_2; t_1, t_2) dx_1 dx_2 \quad (6.28)$$

Autokorelacijska funkcija je parna funkcija, ne ovisi o vremenu i kod stacionarnog procesa ima najveću vrijednost za $\tau = 0$.

Ergodični proces moguće je analizirati i u frekventnom području pomoću jednadžbi Fourierove transformacije:

$$g(t) = \int_{-\infty}^{\infty} G(\omega) e^{i\omega t} d\omega \quad (6.29)$$

$$G(\omega) = \frac{1}{2\pi} \int_{-\infty}^{\infty} g(t) e^{-i\omega t} dt. \quad (6.30)$$

Neperiodičnu vremensku funkciju koja predstavlja realizaciju slučajnog procesa nije moguće izravno transformirati, no autokorelacijska funkcija zadovoljava uvjete za primjenu Fourierove transformacije. Fourierova transformacija funkcije $R(\tau)$ za stacionarni slučajni proces definirana je Wiener-Khintchineovim jednadžbama:

$$S(\omega) = \frac{1}{2\pi} \int_{-\infty}^{\infty} R(\tau) \cos \omega \tau d\tau \quad (6.31)$$

$$R(\tau) = \int_{-\infty}^{\infty} S(\omega) \cos \omega \tau d\omega \quad (6.32)$$

pri čemu se $S(\omega)$ naziva funkcija spektralne gustoće. Postavljanjem $\tau = 0$ i prema definiciji autokorelacijske funkcije iz druge jednadžbe slijedi:

$$R(0) = \int_{-\infty}^{\infty} S(\omega) d\omega = E[X^2(t)] = \langle X^2(t) \rangle \quad (6.33)$$

odakle se vidi da je površina pod funkcijom spektralne gustoće jednaka srednjoj vrijednosti kvadrata od $X(t)$, dok površina $S(\omega)d\omega$ iznad intervala $d\omega$ određuje doprinos komponentata s frekvencijom u tom intervalu, ukupnoj srednjoj vrijednosti kvadrata.

Važna značajka funkcije spektralne gustoće jest u tome da se sve osnovne značajke slučajnog procesa mogu izraziti pomoću momenata te funkcije. Jedna od njih je i širina pojasa spektra:

$$\varepsilon = \sqrt{1 - \frac{m_2^2}{m_0 m_4}} \quad (6.34)$$

pomoću koje je slučajne procese moguće razvrstati na uskopojasne i širokopojasne.

Uskopojasni proces sastavljen je od komponenti čije se frekvencije nalaze u uskom pojasu i takva periodičnost uvjetuje postojanje pravilno razmaknutih vrhova u autokorelacijskoj funkciji. Analizom valovlja ustanovljeno je da je za potpuno razvijene valove otvorenog oceana valni spektar relativno uzak, što se odnosi na stacionarno stanje mora promatranog u kratkom razdoblju. Valovi, valno opterećenje i valom uzrokovana gibanja broda slučajni su procesi s nultom srednjom vrijednošću.

Vršne vrijednosti slučajnog procesa čine posebnu grupu vrijednosti, kojima pripada zasebna funkcija vjerojatnosti $f(\tilde{x})$. Za uskopojasne gaussovski proces, vršne vrijednosti slijedit će Rayleighovu razdiobu:

$$f(\tilde{x}) = \frac{\tilde{x}}{\sigma_X^2} e^{-\frac{\tilde{x}^2}{2\sigma_X^2}} \quad (6.35)$$

Kumulativna razdioba pri tome je:

$$F(\tilde{x}) = \int_0^{\tilde{x}} f(x) dx = 1 - e^{-\frac{\tilde{x}^2}{2m_0}} \quad (6.36)$$

uz $\sigma_X^2 = m_0$ za slučajne procese s nultom srednjom vrijednošću. Vjerojatnost da će \tilde{X} premašiti određenu vrijednost \tilde{X}_p jednaka je:

$$\text{vjerojatnost}\{\tilde{X} \geq \tilde{X}_p\} = 1 - F(\tilde{X}_p) = e^{-\frac{\tilde{X}_p^2}{2m_0}} \quad (6.37)$$

Uobičajeno se definira vrijednost $\tilde{X}_{1/3}$ kao ona vrijednost \tilde{X} za koju vjerojatnost da bude premašena iznosi 1/3. Iz gornje jednačbe slijedi:

$$\tilde{X}_{1/3} = \sqrt{2m_0 \ln 3} = 1.482\sqrt{m_0} \quad (6.38)$$

Srednja vrijednost svih vršnih vrijednosti većih od $\tilde{X}_{1/3}$ naziva se značajna vrijednost. Značajna vrijednost valnih visina predstavlja mjeru uznemirenosti morske površine. Na isti način, pomoću funkcije distribucije $P_{\tilde{X}}(\tilde{x})$ moguće je odrediti svaku vršnu vrijednost \tilde{X}_p u odnosu na vjerojatnost da bude premašena.

Prvi značajan doprinos statističkoj analizi morske površine dao je Pierson prijedlogom da se nepravilni i neponavljajući izgled morske površine predstavi zbrojem beskonačno mnogo

pravih harmonijskih valova različitih frekvencija, od kojih svaki zadovoljava hidrodinamičku jednačbu za gravitacijske valove [26]:

$$h(t) = \lim_{n \rightarrow \infty} \sum_{i=1}^n \zeta_i = \lim_{n \rightarrow \infty} \sum_{i=1}^n a_i \cos(-\omega_i t + \vartheta_i). \quad (6.39)$$

Svaka komponenta ζ_i slučajnog procesa jest stacionarni slučajni proces. Ti su procesi međusobno nezavisni i imaju nultu srednju vrijednost, pa su članovi oblika $E[\zeta_i(t_1)\zeta_j(t_2)]$ jednaki nuli za sve $i \neq j$. Za $i = j$ članovi su različiti od nule, pa je srednja vrijednost kvadrata valne visine jednaka:

$$E[h^2(t)] = E\left[\sum_{i=1}^n \zeta_i^2(t)\right] = \sum_{i=1}^n E[\zeta_i^2(t)] = \frac{1}{2} \sum_{i=1}^n a_i^2, \quad (6.40)$$

a autokorelacijska funkcija slučajnog procesa $h(t)$:

$$R(\tau) = E[h(t_1)h(t_2)] = \sum_{i=1}^n \sum_{j=1}^n E[\zeta_i(t)\zeta_j(t+\tau)] = \sum_{i=1}^n R_i(\tau). \quad (6.41)$$

Budući da je valna visina $h(t)$ zbroj velikog broja nezavisnih slučajnih varijabli to će joj po središnjem graničnom teoremu odgovarati Gaussova razdioba vjerojatnosti. Za nultu srednju vrijednost to je:

$$f(h) = \frac{1}{\sigma\sqrt{2\pi}} e^{-\frac{(h/\sigma)^2}{2}}, \quad (6.42)$$

pri čemu je $\sigma^2 = E[h^2]$, pa je očito da varijanca jednoznačno određuje takav slučajni proces.

Također, kao što je ranije pokazano, površina ispod funkcije $S(\omega)$ jednaka je:

$$\sigma^2 = \int_0^\infty S(\omega) d\omega \quad (6.43)$$

(vidi jednačbe 5.13, 5.14, 5.22) odakle se lako izvodi povezanost slučajnog procesa $h(t)$ i funkcije spektralne gustoće $S(\omega)$. Naime, ukupna energija slučajnog procesa Ω jednaka je zbroju energija njegovih komponenti:

$$\Omega = \sum \Omega_i = \frac{1}{2} \rho g \sum a_i^2 \quad (6.44)$$

što uz (5.20) prelazi u:

$$\Omega = \rho g \sigma^2, \quad (6.45)$$

i dalje iz (5.24) u:

$$\Omega = \rho g \int_0^\infty S(\omega) d\omega. \quad (6.46)$$

Za svaku i -tu komponentu slučajnog procesa vrijedi:

$$\frac{1}{2} \rho g a_i^2 = \rho g S(\omega_i) \delta \omega_i \quad (6.47)$$

pa je veza između valnog spektra i amplitude svake valne komponente:

$$a_i = \sqrt{2S(\omega_i) \delta \omega}. \quad (6.48)$$

Konačno, valna visina izražena preko funkcije spektralne gustoće je:

$$h(t) = \lim_{\substack{n \rightarrow \infty \\ \delta \omega \rightarrow 0}} \sum_{i=1}^n \sqrt{2S(\omega_i) \delta \omega} \cos(-\omega_i t + \vartheta_i). \quad (6.49)$$

Zbog činjenice da je površina ispod krivulje spektralne gustoće izravno proporcionalna ukupnoj energiji valova, ta se funkcija često naziva energijski ili valni spektar [65].

6.3.3 Matematički opis valnog spektra oceana

Bretschneider je prvi predložio ideju po kojoj će valni spektar biti opisan kao funkcija dva parametra koji su karakteristični za određeno stanje mora: srednja valna visina \bar{H} i srednji valni period \bar{T} . Opći oblik takve formule je [Eckerlid *et al.*, 1995]:

$$S(\omega) = A \left(\frac{\bar{\omega}}{\omega} \right)^k \frac{\bar{H}^2}{\omega} e^{-B(\bar{\omega}/\omega)^l} \quad (6.50)$$

pri čemu se koeficijenti A i B , te eksponenti k i l odabiru tako da pristaju podacima i mjernim jedinicama. Neke formule koriste i alternativni par parametara: značajnu valnu visinu H_s i modalnu valnu frekvenciju ω_m , odnosno frekvenciju pri kojoj valni spektar ima najveću vrijednost. Uobičajeno se koristi Pierson-Moskowitz spektar za duge, razvijene oceanske valove:

$$S(\omega | H_s, T_z) = a g^2 \omega^{-5} e^{-\frac{5}{4} \left(\frac{\omega}{\omega_m} \right)^4} \quad (6.51)$$

gdje su H_s i T_z značajna valna visina i srednji valni period.

Još prikladniji opis morske površine moguć je dvodimenzionalnim, usmjerenim spektrima koji uz frekvencije obuhvaća i smjerove valova. Takvim spektrima moguće je obuhvatiti pojavu kratkih valova tipičnih za oceanske oluje. Redovito se aproksimiraju na sljedeći način:

$$S(\omega, \varphi) = S(\omega) f(\varphi) \quad (6.52)$$

pri čemu se funkcija $f(\varphi)$ naziva funkcija smjera.

6.3.4 Ponašanje broda na uzburkanom moru

Interakcija morskih valova i broda može se promatrati kao sustav. Ulazni dio sustava je nepravilna i slučajna valna visina morske površine, a izlazni dio određeni odziv brodske konstrukcije kao što su gibanje, tlak koji djeluje na oplatu, moment savijanja i dr.

Uz pojednostavljenja opisana u prethodnom poglavlju sustav brod-valovi može se promatrati kao linearan sustav. Takvi sustavi posjeduju svojstvo aditivnosti i homogenosti. Prvo od njih kazuje da je odziv sustava na više istovremenih uzbuda (valnih komponenti) jednak zbroju

odziva na svaku pojedinu uzбудu, dok homogenost podrazumijeva da je odziv na uzбудu $cX(t)$ jednak $cY(t)$ gdje je $Y(t)$ odziv na uzбудu $X(t)$. Stoga se ukupan i nepravilni odziv sustava može odrediti superpozicijom zasebnih odziva na pojedinačne pravilne uzbuđe čime je omogućeno rješavanje problema u frekventnoj domeni.

Pokazano je da vremenski slučajni procesi mogu biti opisani funkcijom spektralne gustoće, odnosno spektrima. Velika prednost spektralnog predočavanja uzbuđe $X(t)$ i odziva $Y(t)$ linearnog sustava jest u tome što su ta dva spektra izravno povezana prijenosnim funkcijama.

Neka je $Y_{(1)}(t - \tau)$ odziv sustava na jedinični impuls u trenutku $t = \tau$. Kako bi se dobio odziv za proizvoljnu funkciju uzbuđe $X(t)$ moguće je uzбудu predstaviti kao niz impulsa što slijede jedan za drugim, te zatim zbrojiti odzive na svakog od njih pojedinačno, tj.:

$$Y(t) = \sum_i [X(\tau_i) \Delta \tau] Y_{(1)}(t - \tau_i). \quad (6.53)$$

U graničnom slučaju $\Delta \tau \rightarrow 0$, te gornja jednadžba prelazi u:

$$Y(t) = \int_{-\infty}^{\infty} X(\tau) Y_{(1)}(t - \tau) d\tau. \quad (6.54)$$

Izraz (5.35) naziva se Duhamelov integral i odgovarajućem izmjenom varijabli moguće ga je prikazati u obliku:

$$Y(t) = \int_{-\infty}^{\infty} X(t - \tau) Y_{(1)}(\tau) d\tau. \quad (6.55)$$

Može se pokazati da prijenosna funkcija Φ i funkcija impulsnog odziva $Y_{(1)}$ čine Fourierov transformacijski par:

$$\Phi(\omega) = \frac{1}{2\pi} \int_{-\infty}^{\infty} Y_{(1)}(t) e^{-i\omega t} dt \quad (6.56)$$

$$Y_{(1)}(t) = \int_{-\infty}^{\infty} \Phi(\omega) e^{i\omega t} d\omega, \quad (6.57)$$

pa ako se uzbuđa i odziv izraze preko pripadajućih spektara dobiva se:

$$S_Y(\omega) = |\Phi(\omega)|^2 S_X(\omega), \quad (6.58)$$

odakle je očito je da je spektar odziva jednak spektru uzbuđe pomnožen s vrijednosti kvadrata amplitude prijenosne funkcije.

6.3.5 *Kratkoročna razdioba vršnih vrijednosti odziva*

Jednom kada je spektar odziva određen njegove srednje vrijednosti, očekivani maksimum i druge vrijednosti jednostavno se određuju iz momenata spektra.

Visina valova u kratkoročnom periodu je stacionarni gaussovski slučajni proces nulte srednje vrijednosti. Odziv broda, odnosno pojava naprezanja u konstrukciji, također je slučajni proces istih značajki.

Razdioba vršnih vrijednosti naprezanja u tom slučaju odgovara Rayleighovoj razdiobi:

$$F(\sigma_a) = 1 - \exp\left[-\frac{\sigma_a^2}{2m_0}\right]. \quad (6.59)$$

U analizi zamora od interesa je vrijednost raspona naprezanja, $\Delta\sigma$. Za uskopojasni proces nulte srednje vrijednosti, raspon naprezanja jednak je dvostrukoj vrijednosti amplitude, pa je:

$$F(\Delta\sigma) = 1 - \exp\left[-\frac{\sigma_a^2}{8m_0}\right]. \quad (6.60)$$

Srednji broj odziva tada je:

$$\bar{n} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{m_4}{m_2}}, \quad (6.61)$$

što se može aproksimirati izrazom:

$$\bar{n} \approx \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{m_2}{m_0}}, \quad (6.62)$$

gdje su m_0 i m_2 momenti nultog i drugog reda kratkoročnog spektra odziva.

6.3.6 Dugoročna razdioba vršnih vrijednosti odziva

Tijekom dvadesetak godina svog radnog vijeka brod prolazi kroz najrazličitije vremenske uvjete i susreće razna stanja mora. To ukupno vrijeme provedeno u plovidbi može se shvatiti kao niz velikog broja stacionarnih kratkoročnih stanja mora. Obavi li se analiza odziva za niz kratkoročnih stanja mora postaje moguće izračunati težinsku sumu tih odziva, s težinama koje odgovaraju učestalosti pojave pojedinog stanja mora kroz životni vijek broda. Ovisno o vrsti analize potrebno je odabrati faktore koji različitom težinom doprinose dugoročnom odzivu broda.

Kada je riječ o zamoru strukturnih detalja brodske konstrukcije moguće je izdvojiti tri takva faktora:

- vjerojatnost pojave određenog stanja mora za određenu kombinaciju značajne valne visine i perioda,
- stanje krcanja broda,
- brzina broda za pojedino stanje mora i stanje krcanja.

Svaka kombinacija tih faktora određuje jedno "stanje mora" kojem pripada funkcija vjerojatnosti $[f(\sigma)]_{ijkl}$ i koja određuje razdiobu vršnih vrijednosti za to kratkoročno stanje.

Vjerojatnost pojave određenog stanja mora određena je raspršnim dijagramima (wave scatter). Površina svih oceana podijeljena je u tzv. Marsden zone i svakoj od njih pripada jedan raspršni dijagram. Uobičajeno se koristi raspršni dijagram za sjeverni Atlantik zbog ekstremnih uvjeta stanja mora u tom području. Dugoročna razdioba naprezanja osjetljiva je na izbor raspršnog dijagrama, te ga je potrebno što točnije odabrati.

Funkcija vjerojatnosti $[f(\sigma)]_L$ koja određuje dugoročnu razdiobu vršnih vrijednosti odziva dobiva se težinskim zbrajanjem kratkoročnih funkcija vjerojatnosti:

$$[f(\sigma)]_L = \frac{\sum_i \sum_j \sum_k \sum_l \bar{n} w(H_S, T_Z)_{i,j} w(L)_k w(v)_l [f(\sigma)]_{ijkl}}{\sum_i \sum_j \sum_k \sum_l \bar{n} w(H_S, T_Z)_{i,j} w(L)_k w(v)_l} \quad (6.63)$$

pri čemu su: \bar{n} srednji broj odziva za kratkoročno stanje mora, $w(H_S, T_Z)$ funkcija vjerojatnosti pojave određenog stanja mora, $w(L)$ težinski faktor stanja krcanja broda i $w(v)$ težinski faktor brzine broda. Ukupan očekivani broj odziva za vrijeme životnog vijeka broda je:

$$n_L = \left(\sum_i \sum_j \sum_k \sum_l \bar{n} w_{ij} w_k w_l \right) \cdot T \cdot 60^2. \quad (6.64)$$

U analizi zamora strukturnih detalja broj ciklusa za svaki raspon amplituda bit će jednak umnošku n_L i srednje vrijednosti $[f(\sigma)]_L$ za taj raspon.

Dugoročna razdioba vršnih vrijednosti određuje se prema:

$$n_L = \frac{1}{1 - [F(\sigma)]_L} \quad (6.65)$$

pri čemu se $[F(\sigma)]_L$ dobiva integriranjem $[f(\sigma)]_L$.

Stvarnu dugoročnu razdiobu vršnih naprezanja, odnosno raspona amplituda naprezanja u analizi zamora, moguće je dobro aproksimirati dvoparametarskom Weibullovom razdiobom:

$$P(\Delta\sigma) = 1 - Q(\Delta\sigma) = 1 - e^{-(\Delta\sigma/q)^h} \quad (6.66)$$

gdje je $Q(\Delta\sigma)$ vjerojatnost premašivosti za raspon naprezanja $\Delta\sigma$ a h i q parametri oblika i omjera Weibullove razdiobe. Parametar oblika Weibullove razdiobe ovisi o značajkama broda, specifičnom položaju strukturnog detalja i uvjetima plovidbe za vrijeme radnog vijeka broda. Parametar omjera q računa se prema:

$$q = \frac{\Delta\sigma_0}{(\ln(n_0))^{1/h}}, \quad (6.67)$$

gdje je $\Delta\sigma_0$ referentni raspon naprezanja kojem odgovara premašivost jednaka jedan za zadani broj ciklusa opterećenja n_0 , odnosno:

$$\frac{1}{Q(\Delta\sigma_0)} = n_0. \quad (6.68)$$

Otuda može se dugoročna razdioba naprezanja izraziti kao:

$$\Delta\sigma = \Delta\sigma_0 \left[1 - \frac{\log n}{\log n_0} \right]^{1/h}, \quad (6.69)$$

čime postaje moguće odrediti doprinos svakog pojedinog raspona naprezanja ukupnom zamoru strukturnog detalja.

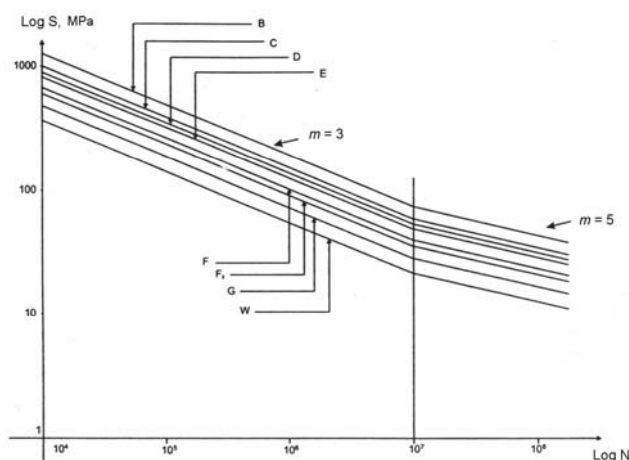
7. VISOKOCIKLIČKI ZAMOR

S-N krivulje (Wöhlerove krivulje) nastaju na osnovi zamornih ispitivanja u kojima se pod kontroliranim uvjetima određuje zamorni vijek strukturnog detalja ovisno o rasponu napreznja kojem je izložen. Poznavajući stvarnu razdiobu napreznja i povezujući tu razdiobu s odgovarajućom S-N krivuljom postaje moguće procijeniti akumulaciju oštećenja i zamorni vijek strukturnog detalja.

Tradicionalni pristup određivanju zamornog vijeka temelji se na podjeli strukturnih detalja u klase, pri čemu svakoj klasi pripada odgovarajuća standardna S-N krivulja. Kako je broj različitih strukturnih detalja velik može se za neke od njih pojaviti problem razdvajanja izračunatih napreznja na ona koja su obuhvaćena S-N krivuljama i na ona koja treba dodatno uzeti u obzir. Praktičnije rješenje jest upotreba univerzalnih S-N krivulja koje vrijede za svaki strukturni detalj i izračunata žarišna napreznja u njima.

7.1 Standardne S-N krivulje

Postoje dvije osnovne grupe standardnih S-N krivulja kojima se određuje dinamička izdržljivost strukturnih detalja brodske konstrukcije: UK DEn (HSE)⁶ S-N krivulje i IIW S-N krivulje (International Institute of Welding) [66].



Slika 7-1 HSE S-N krivulje [39]

7.1.1 UK DEn (HSE) S-N krivulje

Osnovne UK DEn (HSE) krivulje čine familiju od osam S-N krivulja označenih slovima: B, C, D, E, F, F2, G i W. Svaka od tih krivulja odnosi se na jednu klasu strukturnih detalja.

Tipični zavareni spojevi u brodskim konstrukcijama podijeljeni su u šest kategorija:

- detalji bez zavarenih dijelova,
- kontinuirani zavar paralelan sa smjerom napreznja,

⁶ UK Department of Energy, Health and Security Executive

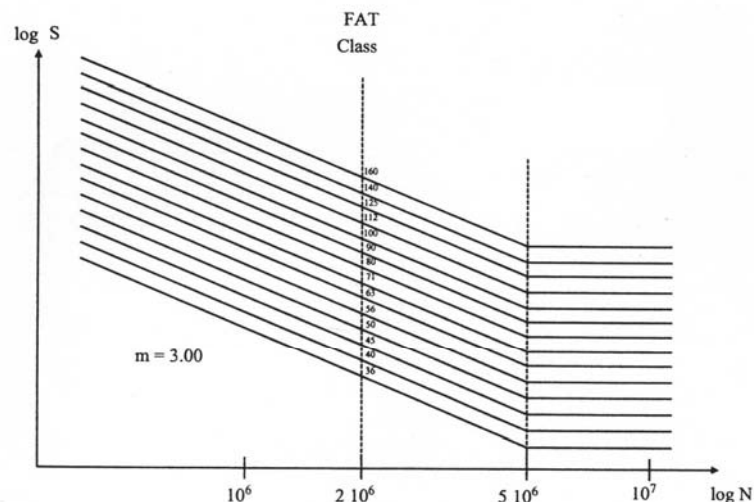
- poprečni stični zavar,
- zavareni spoj na površini ili rubu napregnutog detalja,
- zaobljeni i stični T-zavar koji prenosi opterećenje,
- detalji na zavarenim nosačima.

Unutar odgovarajuće kategorije S-N krivulja odabire se za odabranu klasu detalja. Svih osam krivulja imaju dva nagiba, pri čemu konstanta nagiba ima vrijednost $m=3$ za $N \leq 10^7$ i $m=5$ za $N > 10^7$. Konstanta c specificirana je posebno za svaku krivulju.

UK DEn (HSE) krivulje odnose se na nekorozivnu sredinu i osiguravaju vjerojatnost preživljavanja strukturnog detalja od 97.5% (odnosno, dvije standardne devijacije ispod srednje linije eksperimentalnih S-N krivulja).

7.1.2 IIW S-N krivulje

Međunarodni institut za zavarivanje definirao je familiju od četrnaest S-N krivulja za različite vrste zavarenih spojeva na osnovi zamornih ispitivanja konstantne amplitude naprezanja i uz kriterij nazivnih naprezanja.



Slika 7-2 IIW S-N krivulje [39]

IIW krivulje obuhvaćaju niz različitih utjecaja:

- koncentraciju naprezanja u detalju (djelomično),
- lokalnu koncentraciju naprezanja uslijed prisutnosti zavarenog spoja,
- veličinu i oblik nesavršenosti zavarenog spoja (djelomično),
- smjer naprezanja,
- način metalurške obrade,
- vrstu zavarivačkog postupka,
- kontrolu kvalitete (ukoliko postoji),
- naknadnu obradu zavarenog spoja (ukoliko postoji).

Kao i kod UK DEn (HSE) krivulja, svaka IIW S-N krivulja odnosi se na određenu klasu strukturnih detalja podijeljenih u više kategorija. Krivulje su označene brojkama kako je prikazano na slici 7-2.

Krivulje se razlikuju prema zamornoj izdržljivosti detalja pri $2 \cdot 10^6$ ciklusa naprezanja. Odnose se na nekorozivnu sredinu i vjerojatnost preživljavanja od 95%. Nagib krivulja mijenja se pri $N = 5 \cdot 10^6$ ciklusa naprezanja i iznosi $m=3$ za $N \leq 5 \cdot 10^6$, odnosno $m=5$ za $N > 5 \cdot 10^6$.

7.2 Univerzalne S-N krivulje

Veliki broj strukturnih detalja u brodskim konstrukcijama razlikuje se od onih koji su obuhvaćeni klasama standardnih S-N krivulja. Kod takvih "nestandardnih" detalja nije odmah jasno kako se izračunata naprezanja u njima odnose prema napreznjima sadržanima u standardnim S-N krivuljama. Drugim riječima, nastaje problem odabira odgovarajuće S-N krivulje.

Zbog toga neka klasifikacijska društva nastoje definirati univerzalne S-N krivulje koje su primjenjive na sve vrste zavarenih i nezavarenih strukturnih detalja [40]. Korištenje takvih univerzalnih krivulja zasniva se na određivanju faktora koncentracije naprezanja i otuda zarezni vrijednosti naprezanja.

Zato što proizlaze iz zamornih testova standardne S-N krivulje redovito obuhvaćaju zarezna naprezanja i utjecaj polja naprezanja u okolini pukotine na njeno širenje. Određivanjem faktora koncentracije naprezanja na osnovi modela konačnih elemenata nije moguće obuhvatiti te efekte. Za praktične potrebe brodogradnje ta je razlika od male važnosti jer se najveći dio zamornog vijeka detalja odnosi na početnu fazu rasta mikropukotine.

Razumijevanje povezanosti između naprezanja koja su odredila značajke standardne S-N krivulje i onih naprezanja koja će se izračunati numeričkom postupcima strukturne analize od velikog je značaja.

Univerzalne S-N krivulje izvode se iz standardnih S-N krivulja pomoću odgovarajućih modifikacija.

Negativni recipročni nagib standardnih S-N krivulja za tipične strukturne detalje broda iznosi $m = 3$, te se taj nagib odabire i za univerzalne S-N krivulje. Ukoliko referentna standardna S-N krivulja ima drugačiji nagib moguće ju je modificirati na sljedeći način. Polazi se od pretpostavljene dugoročne razdiobe naprezanja koja tijekom životnog vijeka broda od 20 godina rezultira kumulativnim oštećenjem $D = 1$. Modificirana S-N krivulja s traženim nagibom $m = 3$ mora biti takva da za istu dugoročnu razdiobu naprezanja također rezultira oštećenjem $D = 1$.

Potrebno je razmotriti više standardnih S-N krivulja kako bi se odredilo koja je od njih najpogodnija kao osnova za izvođenje univerzalne krivulje. Na osnovi vlastitih iskustava Det Norske Veritas (DNV) je odabrao F i F2 krivulje kao najpouzdanije S-N krivulje za potrebe projektiranja. Ustanovljeno je da te krivulje u kombinaciji s odgovarajućim faktorom koncentracije naprezanja daju jednaki zamorni vijek kao i univerzalne DNV krivulje u kombinaciji s faktorom koncentracije naprezanja izračunatim prema preporukama DNV metodom konačnih elemenata. Dobra podudarnost rezultata ukazuje na točnost postupka izvođenja univerzalne DNV krivulje [DNV Rules, 1998].

Pravila DNV definiraju ukupno četiri univerzalne S-N krivulje:

- S-N I krivulja, za zavarene spojeve u zraku ili s katodnom zaštitom od korozije,
- S-N II krivulja, za zavarene spojeve u korozivnoj okolini,
- S-N III krivulja, za osnovni materijal u zraku ili s katodnom zaštitom od korozije,
- S-N IV krivulja, za osnovni materijal u korozivnoj okolini.

Univerzalne DNV krivulje koriste se u kombinaciji s izračunatim vršnim napreznjima koja se dobivaju na jedan od dva načina. U prvom od njih žarišna naprezanja određuju se metodom konačnih elemenata i zatim množe s faktorom koncentracije naprezanja uslijed prisutnosti zavarenog spoja $K_w = 1.5$ kako bi se dobila vršna naprezanja. Drugi način podrazumijeva izravno određivanje vršnih naprezanja pomoću izuzetno fine mreže konačnih elemenata.

Pravila Germanischer Lloyd i Hrvatskog registra brodova propisuju korištenje standardne S-N IIW 100 krivulje kao univerzalne krivulje, u kombinaciji s vršnim naprezanjima.

Pravila Bureau Veritasa propisuju korištenje standardne UK DEn (HSE) S-N B krivulje u kombinaciji s vršnim naprezanjima. Vršna naprezanja određuju se prema izračunatim nominalnim naprezanjima pomoću odgovarajućih faktora.

7.3 Određivanje zamornog vijeka korištenjem S-N krivulja

Životni vijek strukturnog detalja kao posljedica akumulacije zamornog oštećenja uobičajeno se računa Palgrem-Minerovom formulom:

$$D = \sum_{i=1}^k \frac{n_i}{N_i} \quad (7.1)$$

gdje su:

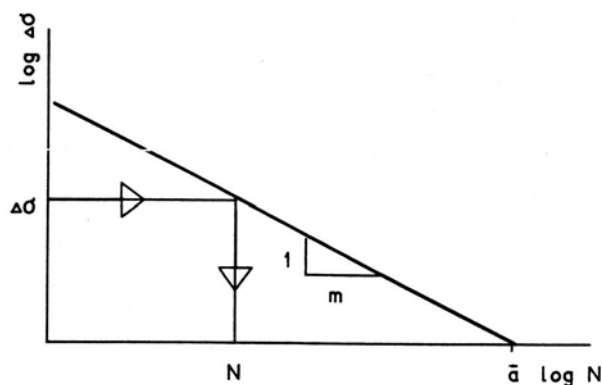
- k - broj referentnih vrijednosti raspona naprezanja,
- n_i - broj ciklusa naprezanja za konstantni raspon naprezanja $\Delta\sigma_i$,
- N_i - broj ciklusa naprezanja koji uzrokuje lom detalja pri $\Delta\sigma_i$.

Palgrem-Minerovo pravilo podrazumijeva da lom materijala nastupa kada ukupno zamorno oštećenje D dosegne jediničnu vrijednost. Otuda slijedi izračunati životni vijek:

$$L = L_0 / D \quad (7.2)$$

gdje je L_0 vrijeme potrebno da se učini $n_0 = \sum_{i=1}^k n_i$ ciklusa naprezanja.

Za opterećenje s konstantnom amplitudom broj ciklusa naprezanja do loma za određeni $\Delta\sigma$ određuje se prema S-N krivulji kako je prikazano slikom 7-3.



Slika 7-3 Shematski prikaz korištenja S-N krivulje

Također, kritičan broj ciklusa moguće je odrediti iz analitičkog izraza za S-N krivulju:

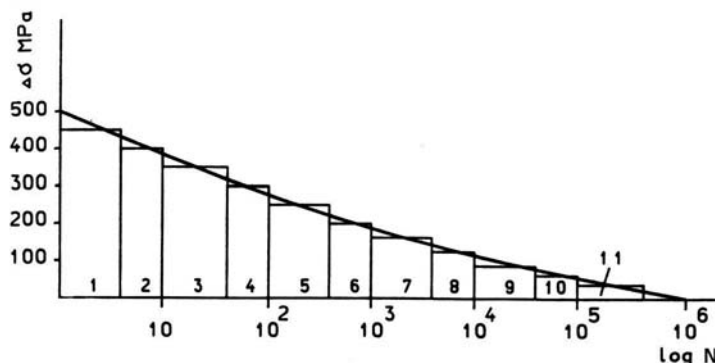
$$\log N = \log \bar{a} - n \log \Delta\sigma \quad (7.3)$$

odnosno:

$$N = \bar{a} \Delta\sigma^{-m} \quad (7.4)$$

gdje su m negativni recipročni nagib krivulje i $\log \bar{a}$ točka presjecišta $\log N$ osi.

Kod promjenjive amplitude opterećenja dugoročna razdioba raspona napreznja može se podijeliti u intervale konstantnog raspona napreznja. Zatim se računa oštećenje koje odgovara broju ciklusa za svaki interval, a oštećenje zbraja po Palmgren-Minerovom pravilu, slika 7-4.



Slika 7-4 S-N krivulja za opterećenja promjenjive amplitude

7.4 Određivanje zamornog vijeka strukturnog detalja

Pri izvođenju izraza za računanje zamornog oštećenja polazi se od pretpostavke da je strukturni detalj za vrijeme svog radnog vijeka izložen djelovanju n_0 ciklusa napreznja. Ti su ciklusi napreznja slučajno razdijeljeni prema funkciji vjerojatnosti $f(\Delta\sigma)$.

Oduda slijedi da je broj ciklusa koji odgovara intervalu raspona napreznja $[\Delta\sigma, \Delta\sigma + d\Delta\sigma]$ jednak $n_0 f(\Delta\sigma) d\Delta\sigma$. Tada je zamorno oštećenje prema Palmgren-Minerovom pravilu:

$$D = \int_0^{\infty} \frac{n_0 f(\Delta\sigma)}{N(\Delta\sigma)} d\Delta\sigma, \quad (7.5)$$

gdje je $N(\Delta\sigma)$ broj ciklusa koji uzrokuju lom detalja pri konstantom rasponu napreznja $\Delta\sigma$.

Iz (7.4) i (7.5) izvodi se izraz:

$$D = \frac{n_0}{\bar{a}} \int_0^{\infty} \Delta\sigma^m f(\Delta\sigma) d\Delta\sigma = \frac{n_0}{\bar{a}} M_m \quad (7.6)$$

gdje je M_m moment reda m funkcije vjerojatnosti raspona napreznja.

Ukoliko je razdioba vjerojatnosti raspona napreznja dvoparametarska Weibullova razdioba:

$$f(\Delta\sigma) = \frac{h}{q} \left(\frac{\Delta\sigma}{q} \right)^{k-1} \exp \left[- \frac{\Delta\sigma}{q} \right]^k, \quad (7.7)$$

gdje su h i q parametri razdiobe, tada kombinacijom (7.6) i (7.7) slijedi:

$$D = \frac{n_0}{\bar{a}} \int_0^{\infty} \Delta \sigma^m \left(\frac{h}{q} \right) \left(\frac{\Delta \sigma}{q} \right)^{h-1} \exp \left[\left(- \frac{\Delta \sigma}{q} \right)^h \right] d\Delta \sigma . \quad (7.8)$$

Uvrštenjem $t = (\Delta \sigma / q)^h$ u gornji izraz dobiva se:

$$D = \frac{n_0}{\bar{a}} q^m \int_0^{\infty} t^{\left(1 + \frac{m}{h}\right)-1} e^{-t} dt , \quad (7.9)$$

što uz definiciju Gamma funkcije:

$$\Gamma(n) = \int_0^{\infty} e^{-t} t^{n-1} dt \quad (7.10)$$

prelazi u:

$$D = \frac{n_0}{\bar{a}} q^m \Gamma \left(1 + \frac{m}{h} \right) \quad (7.11)$$

i predstavlja izraz za određivanje kumulativnog zamornog oštećenja.

8. NISKOCIKLIČKI ZAMOR

Kada su u brodskim konstrukcijama prisutna opterećenja vrlo visokih vrijednosti do zamora materijala doći će nakon relativno malog broja ciklusa. Zamorno oštećenje koje nastane nakon više od 10 i manje od 10^4 ciklusa uobičajeno se definira kao niskociklički zamor materijala [67].

Niskociklički zamor materijala strukturnih detalja brodske konstrukcije tek odnedavno privlači pozornost znanstvenika. Prve pokušaje određivanja niskocikličke zamorne čvrstoće učinili su [Fricke i Paetzold, 1997], [Dickerson, 1996], a svojim pravilima taj problem djelomično pokrivaju tek Nippon Kyokai [NK, 1994] i British Standard Institute [BSI, 1993], navode Urm *et al.* [8]. Rezultate prvog sustavnog istraživanja niskocikličkog zamora materijala brodskih konstrukcija objavili su Urm *et al.* [8] i Heo *et al.* [9] na osnovi zajedničkog projekta Daewoo Shipbuliding & Marine Engineering Co., LTD i Det Norske Veritas.

U [8] autori navode razloge nepostojanja praktičnog i jednostavnog postupka kojim bi se odredila ukupna dinamička izdržljivost strukturnih detalja u brodskim konstrukcijama:

- cikličke krivulje $\sigma - \varepsilon$ (naprezanje-deformacija) za brodograđevne materijale i pripadajuće materijale zavarivanja nisu dostupne u objavljenoj literaturi,
- ne postoje krivulje $\varepsilon - N$ (deformacija-broj ciklusa) i S-N (naprezanje-broj ciklusa) za $N < 10^4$ ciklusa,
- postupak proračuna niskocikličkog zamora u brodskim konstrukcijama ne postoji,
- nije definiran postupak koji će kombinirati zamorna oštećenja uslijed niskocikličkog i visokocikličkog zamora.

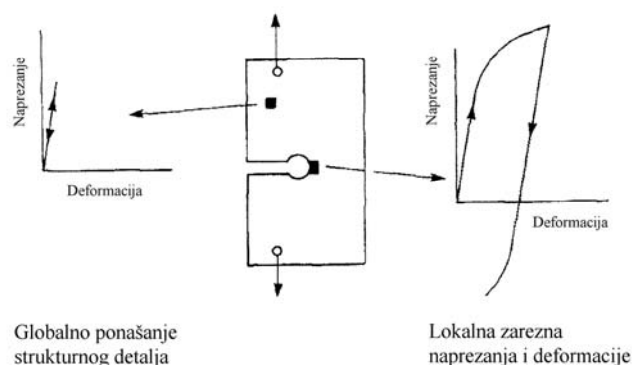
Premda su novim pravilima gotovo svih klasifikacijskih društava strukturni detalji brodskih konstrukcija provjereni s obzirom na visokociklički zamor, nisu rijetki slučajevi u kojima do zamornog oštećenja na brodu dolazi već nakon nekoliko godina u službi. U tim slučajevima potrebno je sumnjati na niskocikličko opterećenje, a zadaća budućih istraživanja bit će definiranje spomenutih postupaka proračuna kojima će se takva oštećenja moći predvidjeti i izbjeći.

Dva su osnovna praktična načina proračuna niskocikličkog zamornog oštećenja: metodom raspona lokalnih deformacija i metodom raspona pseudoelastičnih naprezanja.

8.1 Metoda raspona lokalnih deformacija

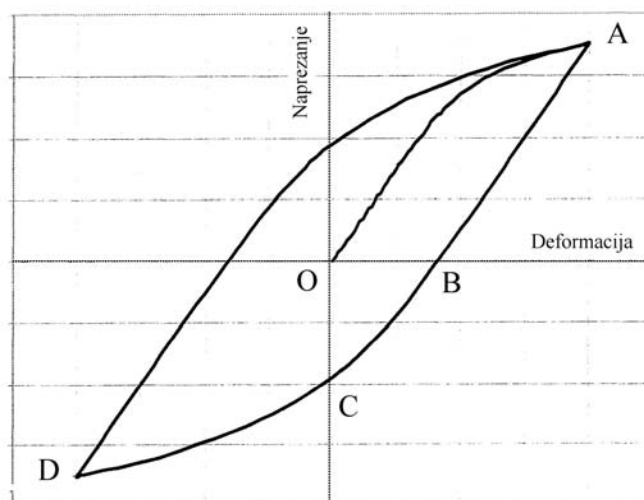
Ukoliko strukturni detalj ne sadrži pukotine na početku svog životnog vijeka, najvjerojatnije mjesto njihova nastanka bit će u korijenu kakvog zareza, gdje su naprezanja naročito izražena, a mogu i premašiti granicu tečenja materijala. Metoda lokalnih deformacija nastoji predvidjeti deformacije i naprezanja na takvim mjestima, dakle lokalno, u ovisnosti o globalnom opterećenju čitavog strukturnog detalja.

Osim kod idealno oblikovanih strukturnih detalja, a naročito kod zavarenih konstrukcija, redovita je prisutnost velikog broja vrlo sitnih zareza. Njihova prisutnost, odnosno njihova geometrija, ometa ravnomjeran raspored naprezanja, te se ona koncentriraju u tim mjestima. To može uzrokovati lokalnu plastičnost deformacija čak i onda kada se okolni materijal ponaša elastično i deformira proporcionalno vanjskom opterećenju uz Youngov modul elastičnosti, slika 8-1.



Slika 8-1 Globalna i lokalna zarezna naprezanja i deformacije

Testovi s kontroliranim deformacijama osnovni su izvor podataka o svojstvima materijala i ponašanju strukturnih detalja sa zarezima. Slika 8-2 prikazuje tipično neelastično ponašanje materijala podvrgnutog najprije vlačnom, a zatim tlačnom naprezanju. Slika prikazuje lokalna naprezanja i deformacije u okolini zareza. Počevši od točke O u kojoj nema naprezanja, materijal se isprva ponaša elastično i njegova deformacija proporcionalna je naprezanju. Zatim odnos naprezanja i deformacije postaje nelinearan s pojavom plastičnih deformacija. Rasteretivši materijal u točki A jedan dio lokalnih deformacija ostaje prisutan i vidljiv je na slici 8-2 kao udaljenost OB.



Slika 8-2 Histereza međuovisnosti zarezni deformacija i naprezanja u elasto-plastičnom području

No, okolni materijal ponaša se elastično, te utječe na područje zareza. Dovodi ga u stanje bez deformacije i prisutna tlačna opterećenja, točka C. Ukoliko zatim materijal biva izvrnut dodatnom tlačnom opterećenju, "negativne" deformacije će se povećati i doseći vrijednost u točki D. Ciklus je zatvoren ponovnim vlačnim opterećenjem materijala, pri čemu se krivulja naprezanje-deformacija zatvara i naziva histereza.

Mnoge vrste materijala, nakon određenog broja ciklusa, ponašat će se ciklički stabilno što omogućuje određivanje njihovih svojstava.

To su u prvom redu:

E' - stabilni ciklički Youngov modul elastičnosti,

K' - ciklički koeficijent čvrstoće i

n' - ciklički koeficijent očvršćenja.

Sve točke na histerezi zadovoljavaju jednadžbu:

$$\varepsilon = \frac{\sigma}{E'} + \left(\frac{\sigma}{K'} \right)^{1/n'} \quad (8.1)$$

koja se naziva i Ramberg-Osgood jednadžba [68, 69]. Kada je riječ o rasponu deformacija, koje proizlaze iz zadanog raspona naprezanja, jednadžba (8.1) zapisuje se kao:

$$\frac{\Delta \varepsilon}{2} = \left(\frac{\Delta \sigma}{2E'} \right) + \left(\frac{\Delta \sigma}{2K'} \right)^{1/n'} \quad (8.2)$$

Pri tome su σ i E iz (8.1) zamijenjeni s $\frac{\Delta \sigma}{2}$ i $\frac{\Delta \varepsilon}{2}$.

Određivanje krivulje lokalnih naprezanja i deformacija (histereze) moguće je na tri osnovna načina:

- Izvođenjem testova kod kojih se u neposrednu blizinu zareza postavljaju mjerne trake, čime se izravno bilježi odnos globalnih naprezanja i lokalnih deformacija.
- Korištenjem empirijskih izraza koji povezuju zarezno naprezanje i deformacije s globalnim opterećenjem.
- Analizom naprezanja nelinearnom metodom konačnih elemenata, koja dopušta pojavu plastičnosti u materijalu i izračun ovisnosti globalnog naprezanja i lokalnih deformacija.

8.1.1 Niskociklički zamorni testovi

Niskociklički zamorni testovi provode se kako bi se ustanovila međuovisnost lokalnih naprezanja i deformacija za promatrani materijal [70]. Premda nominalna naprezanja u određenom strukturnom detalju najčešće ostaju u elastičnom području, u okolici mikroskopskih zareza pojavit će se plastične deformacije. Upravo njihova vrijednost određuje životni vijek strukturnog detalja, odnosno testnog uzorka. Kroz niskocikličke zamorne testove promatra se i mjeri vrijednost lokalnih deformacija i broj ciklusa opterećenja koji uzrokuje niskocikličko zamorno oštećenje uzoraka [71].

Testovi se pojednostavljaju jednostavnom premisom: ponašanje glatkog uzorka u testu s kontroliranim deformacijama može dobro predstaviti (simulirati) zamorno oštećenje u korijenu zareza stvarnog strukturnog detalja, ukoliko su oba izvrnuta identičnoj povijesti naprezanja-deformacija. U obzir se ne uzima širenje, već samo prva faza nastajanja pukotine.

Postoje dva osnovna načina određivanja cikličke međuovisnosti lokalnih naprezanja i deformacija: metoda pridruženih uzoraka (companion samples) i test inkrementalnih koraka.

Metoda pridruženih uzoraka podrazumijeva korištenje većeg broja identičnih uzoraka koji se ispituju s različitim fiksnim vrijednostima raspona deformacija, sve dok se za svaki od njih ne ustanovi stabilna petlja histereze. Zatim se vršne vrijednosti histereze povezuju tako da stvore jedinstvenu krivulju ovisnosti naprezanja o deformacijama. Ova je metoda vremenski zahtjevnija, a nedostatak joj je i potreba za velikim brojem uzoraka.

Druga vrst testova propisana je npr. ASTM E606-92⁷ propisima i pri tome se uzorci ispituju uz deformacije rastućih i zatim padajućih amplituda, u više zasebnih ciklusa. Tako se istodobno uzimaju u obzir sve vrijednosti amplituda deformacija.

8.1.2 Empirijski izrazi za proračun lokalnih raspona deformacija

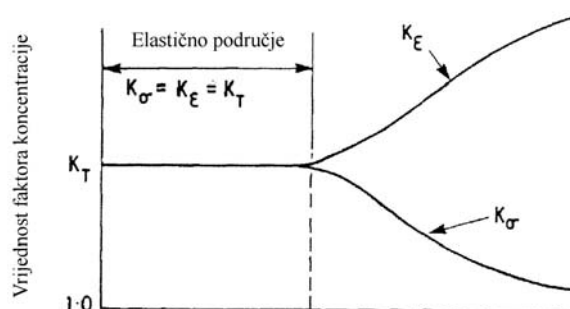
8.1.2.1 Neuberovo pravilo

Najčešće korišteni empirijski izraz poznat je kao Neuberovo pravilo i zasniva se na definiciji dva različita faktora koncentracije, za naprezanje K_σ i za deformacije K_ε :

$$K_\sigma = \frac{\text{maksimalno lokalno naprezanje u zarezu}}{\text{globalno naprezanje podalje od zareza}}$$

$$K_\varepsilon = \frac{\text{maksimalne lokalne deformacije u zarezu}}{\text{globalne deformacije podalje od zareza}}$$

Neuber je pokazao kako je umnožak ta dva faktora konstantan, odnosno da vrijedi $K_\sigma \cdot K_\varepsilon = K_T^2 = \text{konst.}$, pri čemu je K_T faktor koncentracije naprezanja u elastičnom području, slika 8-3.



Slika 8-3 Faktori koncentracije naprezanja u elastičnom i elasto-plastičnom području

Po definiciji su $K_\sigma = \sigma/S$ i $K_\varepsilon = \varepsilon/e$, pri čemu su S i e globalna naprezanja i deformacije, pa prema Neuberovom pravilu slijedi:

$$K_\sigma \cdot K_\varepsilon = \frac{\sigma \cdot \varepsilon}{S \cdot e} = K_T^2$$

U elastičnom području vrijedi $e = S/E$, pa uvrštenjem slijedi:

$$\sigma \cdot \varepsilon = \frac{(K_T^2 \cdot S^2)}{E} \quad \text{i} \quad \Delta\sigma \cdot \Delta\varepsilon = \frac{(K_T^2 \cdot \Delta S^2)}{E} \quad (8.3)$$

Istodobnim rješavanjem (8.1), (8.2) i (8.3), nekom od iterativnih metoda, moguće je odrediti raspon lokalnih deformacija u ovisnosti o zadanom rasponu globalnih (nazivnih) naprezanja [67].

⁷ ASTM E606-92 "Standard Practice for Strain-Controlled Fatigue Testing", American Society of Testing and Materials, Philadelphia, PA, 1992.

8.1.2.2 Glinkino pravilo

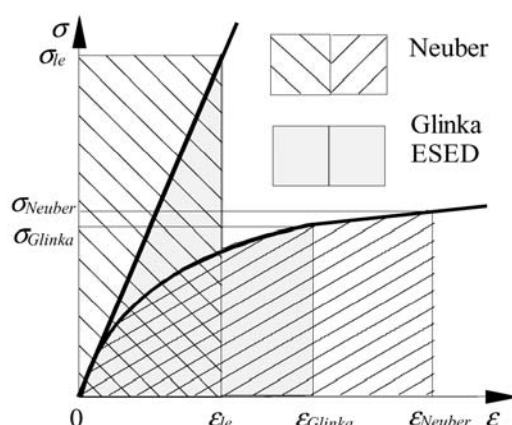
Neuberovo pravilo može se iskazati i kroz jednakost ukupne gustoće energije u vrhu zareza u stvarnom elastoplastičnom i hipotetskom elastičnom području:

$$\sigma^{ep} \varepsilon^{ep} = \sigma^e \varepsilon^e,$$

gdje su σ^{ep} , ε^{ep} , σ^e i ε^e naprezanja i deformacije u elastoplastičnom i elastičnom području. Glinka postavlja tzv. ESED koncept⁸ [72], koji izjednačava gustoću energije deformacija u vrhu zareza, odnosno:

$$\int \sigma^{ep} d\varepsilon^{ep} = \int \sigma^e d\varepsilon^e.$$

Grafička usporedba Neuberove i Glinkine hipoteze prikazana je slikom 8-4.



Slika 8-4 Shematski prikaz Neuberovog i Glinkinog pravila

Smatra se da te dvije hipoteze određuju gornju i donju granicu za rješenja dobivena nelinearnom metodom konačnih elemenata, pri čemu Neuberovo pravilo daje konzervativnije vrijednosti procjene naprezanja i deformacija [73, 83, 84].

8.1.3 Nelinearna FEM analiza niskocikličkog zamora

Korištenjem Neuberovog analitičkog izraza moguće je jednostavno i pouzdano izračunati zarezna naprezanja i deformacije na osnovi njihovih nominalnih vrijednosti i uz poznata svojstva materijala. Kod zavarenih spojeva pak materijal više nije homogene strukture, već se sastoji od osnovnog i zavarivačkog materijala, te prijelaznog područja u zoni utjecaja topline. Korištenjem nelinearne analize metodom konačnih elemenata moguće je prevladati problem nehomogenosti materijala, te analizirati utjecaj zaostalih naprezanja i dr [74, 75].

Pri modeliranju problema potrebno je voditi računa o slijedećem:

- kako modelirati geometriju vrha zavara (weld toe), odnosno zareza (notch) na njemu?
- kakva mreža, tip i veličina konačnih elemenata?
- kako modelom obuhvatiti stvarnu nehomogenost materijala?

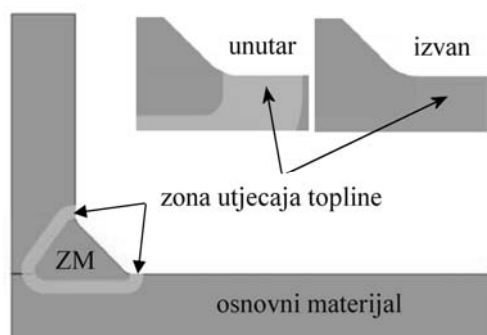
U općem slučaju geometrija zavara ovisi o zakrivljenosti vrha zavara i kutu zavara i razlikuje se za svaku pojedinu izvedbu zavarenog spoja. Sam vrh zavara predstavlja mjesto

⁸ ESED – Equivalent Strain Energy Density

značajne koncentracije naprezanja, pa pojava pukotine uslijed niskocikličkog zamora materijala manje ovisi o stvarnoj geometriji zavora, a više o prosječnom napreznju u nevelikom lokalnom volumenu materijala. Takva pretpostavka određuje odlučujući parametar pri modeliranju zareza, a to je dužina mikrostrukture nad kojom su naprezanja uprosječena. IIW, kao i neka klasifikacijska društva, usvojila su stoga fiktivni radijus vrha zavora od 1mm kao standardnu vrijednost pri izradi modela za izračun zarezni naprezanja i deformacija, neovisno o konkretnoj "makro" geometriji zavarenog spoja.

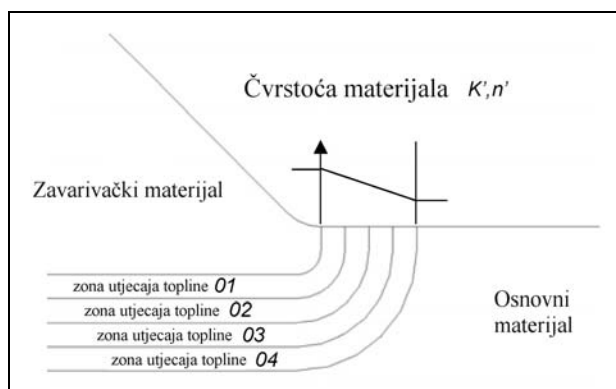
Konvergenciju rješenja za različite veličine konačnih elemenata istražili su Heo *et al.* [9] varirajući veličinu elemenata od 0.1 do 1mm. Uz to, varirali su vrijednost radijusa vrha korijena zavora od 0.6mm do 1.2mm, i na osnovi rezultata zaključili da elementi veličine 0.1mm osiguravaju konvergenciju rješenja za sve kombinacije veličine elemenata i radijusa zakrivljenosti.

U istom radu prikazali su metodu modeliranja kojom je moguće uzeti u obzir nehomogenost materijala zavarenog spoja. Prvi korak pri tome bio je određivanje mehaničkih i zamornih svojstava materijala niskocikličkim testovima na epruvetama izrađenim od osnovnog i zavarivačkog materijala. Tijekom izrade modela konačnih elemenata uzeli su u obzir nehomogenost materijala u okolini zavarenog spoja, koja nastaje miješanjem osnovnog i zavarivačkog materijala na mjestu njihova dodira u zoni utjecaja topline. Razmatrali su dva slučaja: prvi, u kojem zona utjecaja topline zalazi do sredine (odnosno ishodišta polumjera) kružno oblikovanog zareza i drugi, u kojem zona utjecaja topline upravo dodiruje zarez, slika 8-5.



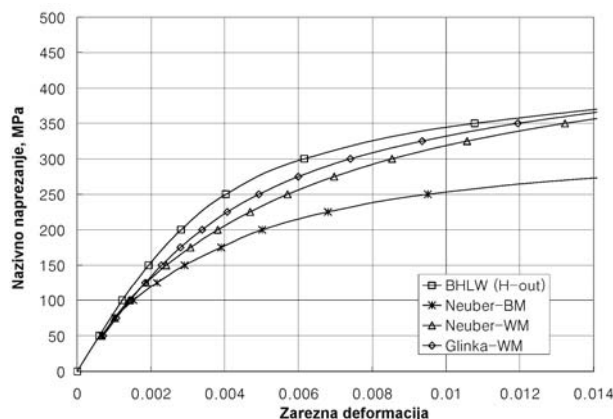
Slika 8-5 Modeliranje zone utjecaja topline [9]

Zonu utjecaja topline diskretizirali su u četiri sloja i svakom od njih pridružili drugačije značajke materijala, tako da linearno rastu od relativno mekšeg osnovnog materijala do relativno tvrdog zavarivačkog materijala, slika 8-6.



Slika 8-6 Diskretizacija zone utjecaja topline i čvrstoća materijala po slojevima [9]

Kroz usporedbu s pojednostavljenom analizom autori su zaključili da Neuberovo pravilo (osnovni i zavarivački materijal) daje rezultate na strani sigurnosti, dok Glinkino pravilo (zavarivački materijal) najbolje prati nelinearni numerički proračun, slika 8-7.



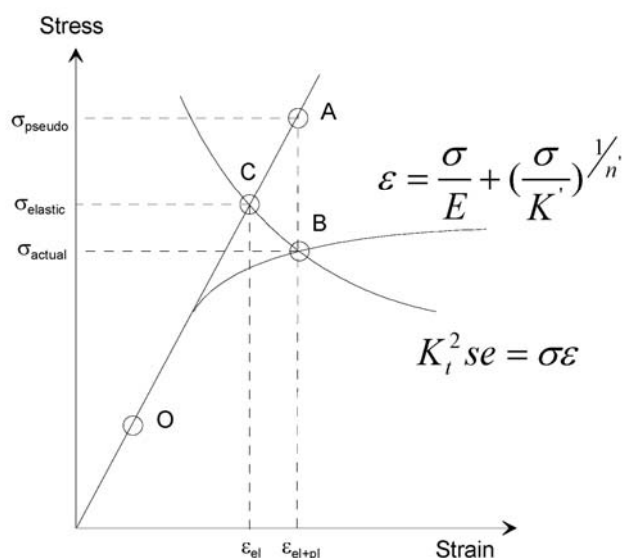
Slika 8-7 Usporedba Neuberovog i Glinkinog pravila s nelinearnim numeričkim proračunom [9]

8.2 Metoda raspona pseudoelastičnih naprezanja

Praktičan postupak određivanja dinamičke izdržljivosti materijala kod niskocikličkog zamora za strukturne detalje brodske konstrukcije ne postoji iz više razloga:

1. Cikličke krivulje odnosa naprezanja i deformacija ε -N za brodograđevne materijale, uključujući i zavarivačke materijale, nisu dostupne u otvorenoj literaturi,
2. Ne postoji standardni postupak kojim je moguće kombinirati izračunata zamorna oštećenja uslijed istovremenog niskocikličkog i visokocikličkog opterećenja.
3. Krivulje ε -N i S-N za broj ciklusa manji od 10^4 ne postoje.

Urm *et al.* [8] predložili su pojednostavljeni postupak određivanja niskocikličke zamorne čvrstoće brodskih struktura korištenjem raspona pseudoelastičnih naprezanja. Osnovnu ideju ilustrira slika 8-8.



Slika 8-8 Shematski prikaz određivanja pseudoelastičnih naprezanja [9]

Proračun metodom konačnih elemenata u linearnom području dat će nerealno visoku vrijednost zarezni naprezanja, $\sigma_{elastic}$, točka C na slici 8-8. Uz pomoć Neuberovog pravila određuje se odgovarajuća nelinearna elastična deformacija, ε_{zarezo} , točka B na slici 8-8. Toj vrijednosti pripada određena vrijednost pseudoelastičnih naprezanja, $\sigma_{pseudoelastic}$, odnosno točka A na slici 8-8, koja se nalazi u presjecištu okomice ε_{zarezo} s pravcem linearne ovisnosti naprezanja i deformacija. Točka O na slici 8-8 prikazuje vrijednost nazivnog naprezanja i deformacija.

Pri tome je moguće definirati faktor korekcije plastičnosti kao:

$$k_e = \frac{\sigma_{pseudoelastic}}{\sigma_{elastic}}$$

pa se raspon naprezanja kod niskocikličkog zamora može odrediti prema:

$$\Delta\sigma_{LCF} = k_e \Delta\sigma_{total} = k_e (|\sigma_1| + |\sigma_2|)$$

gdje je $\Delta\sigma_{total}$ raspon ukupnih naprezanja, a σ_1 i σ_2 amplitude naprezanja u promatranom strukturnom detalju za maksimalno vlačno i tlačno naprezanje. Ukoliko je poznata stvarna vrijednost zarezni deformacija, pseudoelastično naprezanje može se izračunati izravno:

$$\sigma_{pseudoelastic} = E \cdot \varepsilon_{zarezo}.$$

Primjena prikazane metoda zahtijeva poznavanje $\sigma - \varepsilon$ krivulje za odabrani materijal. Tada se vrijednost zareznog naprezanja može odrediti izravno pomoću Ramberg-Osgood izraza:

$$\frac{\sigma_n^2 K^2}{E} = \frac{\sigma_{zarezo}^2}{E} + \sigma_{zarezo} \left(\frac{\sigma_{zarezo}}{K'} \right)^{1/n}$$

Vrijednosti K' i n određuju se eksperimentima ili nelinearnom analizom metodom konačnih elemenata. Otuda slijedi stvarna vrijednost faktora koncentracije zareznog naprezanja K ili se pak uzima ona njegova vrijednost koja je dobivena analizom u elastičnom području. Zatim se jednostavno određuje zarezna deformaciju i rezultirajuće pseudoelastično naprezanje.

Ukoliko pak krivulja $\sigma - \varepsilon$ nije poznata, moguće je faktor korekcije plastičnosti odabrati prema BS5500 kodeksu [BSI, 1997]:

$$k_e = 1 \quad \text{za} \quad \frac{\Delta\sigma_{total}}{\Delta\sigma_f} < 2.0$$

$$k_e = 0.443 \left(\frac{\Delta\sigma_{total}}{2\sigma_f} - 1 \right)^{0.5} \quad \text{za} \quad 2.0 \leq \frac{\Delta\sigma_{total}}{\Delta\sigma_f} \leq 3.0$$

$$k_e = 0.823 + 0.164 \frac{\Delta\sigma_{total}}{\Delta\sigma_f} \quad \text{za} \quad \frac{\Delta\sigma_{total}}{\Delta\sigma_f} > 3.0,$$

pri čemu je σ_f naprezanje tečenja materijala.

Za razliku od metode raspona deformacija, metoda raspona pseudoelastičnih naprezanja omogućuje korištenje dostupnih i dobro poznatih S-N krivulja. Urm *et al.* (2004) predlažu korištenje sljedeće linearno-elastične S-N krivulje za izračunata pseudoelastična naprezanja:

$$\text{Log}N = \text{Log}\bar{a} - m\text{Log}\Delta\sigma_{LCF}$$

uz parametre prema tablici 8-1, a što predstavlja proširenje projektnih DNV S-N krivulja u područje niskocikličkih naprezanja. To je u skladu s rezultatima istraživanja koje su proveli Ferreira *et al.*, 1998 [76].

Tablica 8-1 Predložene vrijednosti parametara S-N krivulja za niskociklički zamor [9]

S-N krivulja	Materijal	$10^2 \leq N < 10^4$	
		$\text{Log } \bar{a}$	m
I	Zavareni spojevi	12.76	3.0
III	Osnovni materijal	13.0	3.0

Prijedlog se temelji na dobrom podudaranju izgleda projektnih krivulja s rezultatima zamornih testova koje su proveli [9]. Za područje najviših naprezanja, odnosno za $N < 10^2$ ciklusa, mogu se prema tom istraživanju očekivati konzervativne vrijednosti zamornog oštećenja.

Prednost korištenja raspona pseudoelastičnih naprezanja očita je:

1. Projektanti koji se bave izračunom zamora materijala u brodogradnji dobro su upoznati s metodom raspona zarezni naprezanja korištenjem S-N krivulja,
2. Nije potrebno poznavati vrijednosti faktora koncentracije deformacija, već je moguće koristiti uobičajene i provjerene vrijednosti faktora koncentracije naprezanja. Njih je ujedno i jednostavnije odrediti, npr. metodom konačnih elemenata za nestandardne strukturne detalje.
3. Omogućuje jednostavno kombiniranje niskocikličkog i visokocikličkog zamora u ukupno kumulativno zamorno oštećenje.

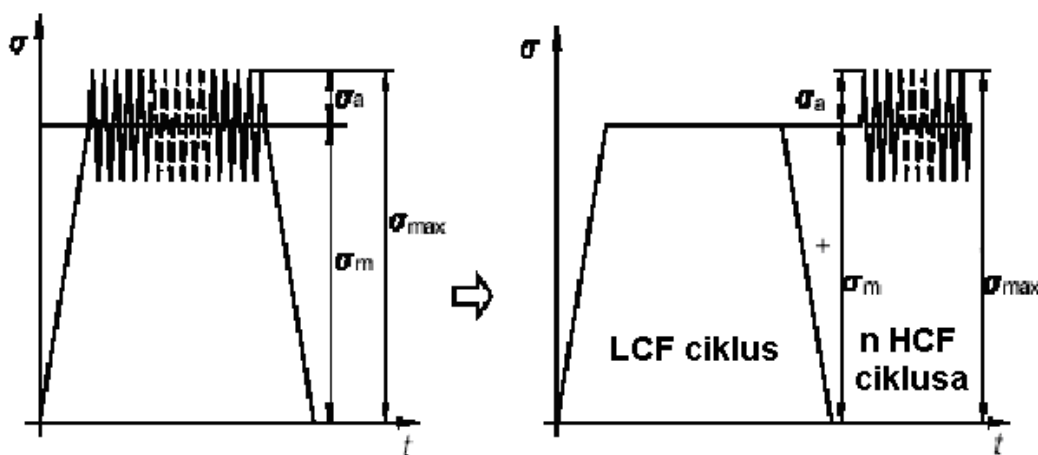
9. KUMULATIVNO DJELOVANJE NISKOCIKLIČKOG I VISOKOCIKLIČKOG ZAMORA

Kada je riječ o brodogradnji, s razlogom se može tvrditi da sustavno izučavanje kumulativnog djelovanja niskocikličkog (LCF) i visokocikličkog (HCF) zamora tek predstoji. Tome svjedoči nedostatak relevantnih radova u dostupnoj literaturi, ali i potpuno odsustvo razmatranja tog problema kroz pravila klasifikacijskih društava.

Hansen i Thayambali [85] prikazali su postupak određivanja zamornog oštećenja uslijed kombinacije niskofrekventne uzbude valnog opterećenja i visokofrekventne uzbude podrhtavanja broda uslijed izdizanja i udaranja pramca o valove. ISSC [44] daje prikaz radova koji se zasnivaju na tzv. "storm model" pretpostavci, pri čemu se razmatra utjecaj visokih vrijednosti opterećenja tijekom plovidbe na olujnom moru. Pri tome se polazi od pretpostavke da postoji razlika u ukupnoj dinamičkoj izdržljivosti strukturnog detalja ovisno o redoslijedu pojave olujnog stanja mora. U otvorenoj literaturi mogu se pronaći tek najnovija istraživanja koja su obavili Urm *et al.* [8] pod okriljem Det Norske Veritasa.

9.1 "Kreni-stani" model

Problem kombiniranog zamornog oštećenja prepoznat je kod zamora materijala lopatica na turbinama mlaznih motora [5, 7]. Na osnovi tih istraživanja Jelaska *et al.* [77] izveli su jednostavne (closed-form) izraze za određivanje životnog vijeka strukturnih detalja istodobno opterećenih visokocikličkim i niskocikličkim opterećenjem uz pomoć Smithovog i Haighovog dijagrama. Jedan ciklus kombiniranog opterećenja razmatraju kroz superpoziciju jednog ciklusa niskocikličkog opterećenja i niza ciklusa visokocikličkog opterećenja, slika 9-1.



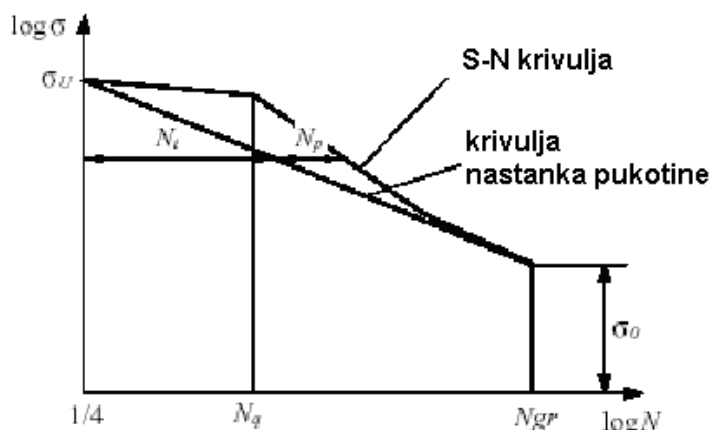
Slika 9-1 "Kreni-Stani" model kombiniranog LCF i HCF opterećenja [77]

Takva vrst opterećenja zamijećena je kod mnogih strojeva, odnosno pripadajućih strukturnih detalja, ako oni funkcioniraju u "kreni-stani" režimu rada. Tome je nalik i povijest opterećenja spremnika za prijevoz ukapljenog plina kada brod plovi potpuno nakrcan. U tom slučaju statički tlak u spremnicima uvijek je veći od dinamičkog, pa jednom ciklusu niskocikličkog

opterećenja odgovara punjenje i pražnjenje spremnika, dok visokocikličko opterećenje čini oscilirajuće valno opterećenje tijekom plovidbe broda.

Slika 9-2 prikazuje tipičnu S-N (Wohlerovu) krivulju na kojoj su vidljiva tri područja:

- područje $N = 1/4 < N < N_q$, odnosno područje kvazi-statičkog opterećenja,
- područje $N_q < N < N_{gr}$, odnosno područje dinamičkog opterećenja,
- područje $N > N_{gr}$, odnosno područje bez zamornog oštećenja.



Slika 9-2 S-N (Wohlerova) krivulja i jedinstvena krivulja nastanka pukotine (CI) [77]

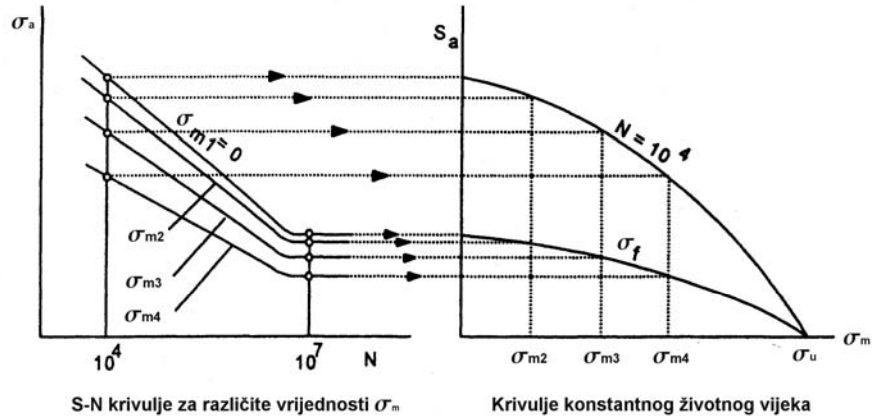
Pri tome su: σ_u - granica tečenja materijala, N_q - broj ciklusa na granici kvazi-statičkog i dinamičkog opterećenja i N_{gr} - broj ciklusa na granici područja bez zamornog oštećenja. Kako je mehanizam nastanka pukotine sličan i kod niskocikličkog i visokocikličkog opterećenja, autori su pretpostavili, ostajući na strani sigurnosti, postojanje jedinstvene krivulje nastanka pukotine koja se proteže od točke $(\sigma_u, N = 1/4)$ do točke (σ_0, σ_{gr}) , slika 9-2.

U logaritamskom mjerilu to je pravac s nagibom:

$$m_i = \frac{\log(4 / N_{gr})}{\log(\sigma_u / \sigma_0)}$$

Na osnovi S-N krivulja mogu se konstruirati tzv. Goodmanove krivulje konstantnog životnog vijeka, za određeni broj ciklusa naprezanja N i ovisno o vrijednosti srednjih naprezanja. Slika 9-3 ilustrira taj postupak. Povijesni prikaz nastanka različitih vrsta krivulja konstantnog životnog vijeka prikazan je u [78].

Druga vrst prikaza krivulja konstantnog životnog vijeka jest Smithov dijagram, slika 9-4, gdje se Goodmanove krivulje konstantnog životnog vijeka prikazuju pravicima i svrstavaju u koordinatni sustav $(\sigma_{\max}, \sigma_m)$. Smithov dijagram istodobno sadrži i sve pravce opterećenja r , gdje je $r = \sigma_{\min} / \sigma_{\max}$. Nagib pravca opterećenja je $k = 2 / (1 + r)$, odnosno vrijedi: $\sigma_{\max} = k \cdot \sigma_m$.



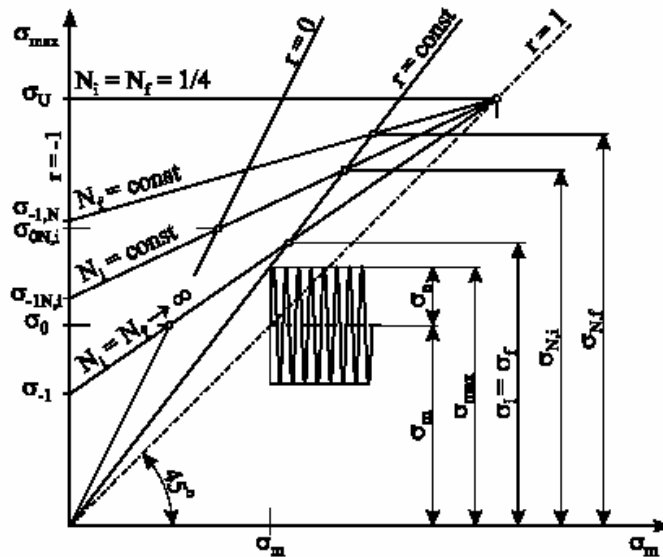
Slika 9-3 Konstruiranje krivulja konstantnog životnog vijeka [79]

Jednadžba Goodmanova pravca konstantnog životnog vijeka za $N_i = \text{konst.}$ je:

$$\sigma_{N,i} = \sigma_{0N,i} + k_{\sigma}(\sigma_m - \sigma_{0N,i}/2)$$

pri čemu je nagib tog pravca $k_{\sigma} = (\sigma_U - \sigma_{0N,i})/(\sigma_u - \sigma_{0N,i}/2)$ i određen je uz pomoć pravca $r=0$, odnosno za $k=2$. Pri tome je $\sigma_{0N,i}$, vrijednost naprežanja u presjecištu pravca $N_i = \text{konst.}$ i $r=0$, odnosno:

$$\sigma_{0N,i} = \sigma_0 (N_{gr} / N_i)^{1/m_i} \quad (9.1)$$



Slika 9-4 Smithov dijagram [77]

Maksimalno naprežanje na granici pojave pukotine, neovisno o pravcu opterećenja r , jest:

$$\sigma_{N,i} = \frac{2 - k_{\sigma}}{2 - k_{\sigma}(1 + r)} \sigma_{0N,i}$$

što uz $N_i \sigma^{m_i} = C_i$, odnosno jednadžbu S-N krivulje u području $N_q < N < N_{gr}$ daje:

$$N_i = N_{gr} \left(\frac{2 - k_\sigma}{2 - k_\sigma (1 + r)} \right)^{m_i}$$

i predstavlja broj ciklusa pri maksimalnom naprezanju $\sigma_{N,i}$. Zamorno oštećenje izvodi se za zadani broj ciklusa naprezanja $N_{B,i}$ prema Palgrem-Minerovom pravilu:

$$D_i = \sum_{j=1}^{n_B} \frac{n_j}{N_j} = \sum_{j=1}^{n_B} \left(\frac{n_{HCF,j}}{N_{HCF,j}} - \frac{1}{N_{LCF,j}} \right)$$

Zamorno oštećenje nastupa pri $D_i = 1$, odnosno $n_B = N_{B,i}$:

$$\sum_{j=1}^{N_{B,i}} \left(\frac{n_{HCF,j}}{N_{HCF,j}} + \frac{1}{N_{LCF,j}} \right) = N_{B,i} \left(\frac{n_{HCF,i}}{N_{HCF,i}} + \frac{1}{N_{LCF,i}} \right) = 1$$

odakle slijedi:

$$N_{B,i} = \frac{1}{\frac{n_{HCF}}{N_{HCF,i}} + \frac{1}{N_{LCF,i}}}$$

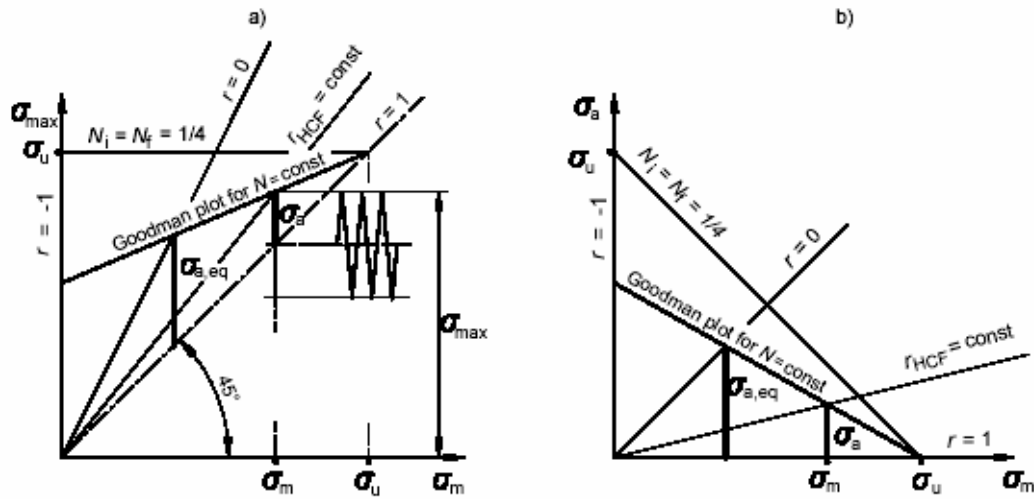
Ukupan životni vijek određen je brojem ciklusa N_i :

$$N_i = N_{B,i} (1 + n_{HCF}) \approx N_{B,i} \cdot n_{HCF} = \frac{1}{\frac{1}{N_{HCF,i}} + \frac{1}{N_{LCF,i} \cdot n_{HCF}}}$$

Preuređenjem (9.1) i za $r = 0$ slijedi:

$$N_{LCF} = N_{gr} \left(\frac{\sigma_0}{\sigma_m} \right)^{m_i}$$

Isti izraz koristi se i za određivanje N_{HCF} pri $r_{HCF} = \text{konst.}$, ali za vrijednost raspona naprezanja koja je ekvivalentna za $r = 0$, slika 9-5.



Slika 9-5 Određivanje ekvivalentnog raspona naprezanja [77]

Pri tome je:

$$\Delta\sigma_{eq} = 2\sigma_{a,eq} = \frac{2\sigma_a\sigma_u}{\sigma_u + \sigma_a - \sigma_m}$$

i ukupan životni vijek do pojave pukotine pri kombiniranom opterećenju:

$$N_i = \frac{N_{gr}\sigma_0^{m_i}}{\left(\frac{2\sigma_u\sigma_a}{\sigma_u + \sigma_a - \sigma_m}\right)^{m_i} + \frac{\sigma_m^{m_i}}{n_{HCF}}}$$

Gornji izraz omogućuje izračun kombiniranog zamornog oštećenja u ovisnosti o nekoliko osnovnih podataka o materijalu i naprezanjima u konstrukciji. Tako pojednostavljen proračun ne uzima u obzir:

- utjecaj koncentracije naprezanja,
- utjecaj zaostalih naprezanja i nesavršenosti zavarenih spojeva,
- utjecaj promjenjivih amplituda visokocikličkog opterećenja.

Autori u zaključku navode kako rezultate njihova istraživanja treba promatrati kao nacrt za buduća, preciznija razmatranja opisanog problema.

9.2 Model Urm *et al.* [8]

Urm *et al.* (2004), predložili su sljedeći izraz za izračun kumulativnog zamornog oštećenja:

$$D = D_{HCF} \left(1 - \frac{\nu_{LCF}}{\nu_0}\right) + \nu_{LCF} \left\{ \left(\frac{D_{LCF}}{\nu_{LCF}}\right)^{1/m} + \left(\frac{D_{HCF}}{\nu_0}\right)^{1/m} \right\}^m \leq \eta$$

gdje su:

D_{LCF} - zamorno oštećenje uslijed niskocikličkog zamora,

$$D_{LCF} = \sum_{i=1}^k \frac{n_i}{N_i}$$

D_{HCF} - zamorno oštećenje uslijed visokocikličkog zamora,

$$D_{HCF} = \frac{\nu_0 T_d}{\bar{a}} \sum_{n=1}^{N_{load}} p_n q_n^m \cdot \Gamma\left(1 + \frac{m}{h}\right)$$

η - propisana vrijednost zamornog oštećenja, uobičajeno $\eta = 1$,

ν_{LCF} - srednja nulta valna frekvencija za niskociklički zamor,

ν_0 - srednja nulta valna frekvencija za visokociklički zamor,

$$\nu_0 = \frac{1}{4 \text{Log}_{10} L}$$

m - inverzni kut nagiba S-N krivulje, najčešće $m = 3$

N_{load} - ukupan broj stanja krcanja,

p_n - udio vremena u službi za stanje krcanja n ,

T_d - projektni vijek trajanja broda u službi, u sekundama,

h_n - Weibull-ov parametar oblika za stanje krcanja n ,

q_n - Weibull-ov parametar mjerila za stanje krcanja n ,

$\Gamma\left(1 + \frac{m}{h}\right)$ - Gamma funkcija.

10. PRIMJER 1 – KONCENTRACIJA NAPREZANJA U CILINDRIČNOJ LJUSCI

Spremnici pod punim tlakom sfernog su, cilindričnog ili dvodijelnog (bilobe) oblika, oslonjeni na odgovarajuće sedlaste oslonce. Čela cilindričnih i dvodjelnih spremnika oblikuju se kao hemisferični ili torisferične posude. Na mjestima spojeva cilindrične, sferne i torusne ljuske pojavljuje se koncentracija naprezanja uslijed promjene zakrivljenosti i debljine limova, ali i zbog nepravilnosti ili nesavršenosti zavarenih spojeva.

Proračun metodom konačnih elemenata uz korištenje ljuskastih elemenata dat će vrijednosti naprezanja veće od stvarno prisutnih (izmjerenih) na tim kritičnim mjestima. AD Merkblatt B3 pravila prepoznaju tu činjenicu i stoga kod takvih proračuna dopuštaju naprezanja do granice tečenja materijala.

Usporedbom analitičkog i numeričkog rješenja problema koncentracije naprezanja na cilindričnom spremnik utvrdit će se razlike među njima, odnosno stvarna pouzdanost metode konačnih elemenata u konkretnom slučaju.

10.1 Značajke cilindričnog spremnika

Analiza je provedena za dvodijelni spremnika na LPG brodu kapaciteta 8350 m³. Osnovni podaci o brodu, te prikaz i izmjere spremnika prikazani su u dodatku B ovog rada. Tamo su prikazana i osnovna svojstva materijala, te vrijednosti dopuštenih naprezanja.

Dvodijelni spremnik s uzdužnom pregradom može se promatrati kao cilindrični spremnik, pri čemu naprezanja u uzdužnoj pregradi upravo nadomještaju nedostajući dio cilindra jedne polovice dvodijelnog spremnika.

10.2 Teorijska analiza

10.2.1 Cilindrična ljuska

Cilindrična ljuska spremnika ukrućena je po dužini prstenima za ukrućenje i vakuumskim prstenovima, a na oba svoja kraja spaja se s torisferičnim čelima spremnika. Prstenovi za ukrućenje su vrlo kruti i postoje kako bi prenijeli ukupnu težinu spremnika preko sedlastih oslonaca na brodsku konstrukciju. Promjena dimenzija prstena uslijed tlaka u spremniku malena je u odnosu na deformaciju cilindrične ljuske, te se može zanemariti. Cilindrična ljuska u takvom slučaju smatra se uklještenom na mjestu spoja s prstenom za ukrućenje. Greška koje se tom pretpostavkom čini je na strani sigurnosti jer uvećava vrijednost deformacije ljuske u odnosu na stvarnu vrijednost.

Vakuumske prstenove ukrućuju cilindričnu ljusku kako bi spriječili njezino izvijanje u slučaju potlaka koji se može pojaviti u spremniku tijekom njegova pražnjenja.

Prema teoriji rotacijskih ljusaka radijalni pomak δ i kut zakreta meridijalne osi φ duge cilindrične ljuske bez utjecaja rubova jest [Senjanović, 1974]:

$$\delta = \frac{r}{Et} (A_1 U_1 + A_2 U_2) + \frac{pr^2}{Et} \left(1 - \frac{\nu}{2} \right)$$

$$\varphi = \frac{d\delta}{dx} = -\frac{1}{Et} \sqrt{\frac{cr}{2t}} (A_1 U_3 + A_2 U_4)$$

gdje su:

r - promjer cilindra,
 t - debljina ljuske,
 E - Youngov modul elastičnosti,
 ν - Poissonov koeficijent,
 p - tlak u spremniku,

$$c = \sqrt{12(1-\nu^2)}$$

Veličine A_i su nepoznate konstante integracije, a U_i funkcije kako slijedi:

$$\begin{aligned} U_1 &= e^{\xi} \cos \xi \\ U_2 &= e^{\xi} \sin \xi \\ U_3 &= e^{\xi} (\cos \xi - \sin \xi) \\ U_4 &= e^{\xi} (\cos \xi + \sin \xi) \\ \xi &= \sqrt{\frac{cr}{2t}} \frac{x}{r} \end{aligned} \quad (10.1)$$

Pri tome je x koordinata meridijalne izvodnice. Uvrštenjem rubnih uvjeta za ukliještenu rub ljuske, odnosno $\delta = 0$ i $\varphi = 0$ za $x = 0$ slijedi:

$$A_1 = A_2 = -(2-\nu) \frac{pr}{2} \quad (10.2)$$

Membranske sile i momenti su u meridijalnom (indeks 1) i cirkularnom (indeks 2) smjeru:

$$\begin{aligned} N_1 &= \frac{pr}{2} \\ N_2 &= A_1 U_1 + A_2 U_2 + pr \\ M_1 &= -\frac{t}{c} (-A_1 U_2 + A_2 U_1) \\ M_2 &= \nu M_1 \end{aligned} \quad (10.3)$$

Ukupna naprezanja od rastezanja i savijanja su:

$$\sigma = \frac{N}{t} \pm \frac{6M}{t^2} \quad (10.4)$$

pri čemu se pozitivan i negativan predznak odnose na vanjsku i unutarnju stranu površine ljuske. Uz (10.2), (10.3) i (10.4) za $x = 0$ slijedi:

$$\begin{aligned} \sigma_{1m} &= \sigma_0 & \sigma_{2m} &= \nu \sigma_0 \\ \sigma_{1b} &= \pm \gamma \sigma_0 & \sigma_{2b} &= \pm \nu \gamma \sigma_0 \end{aligned}$$

uz:

$$\sigma_0 = \frac{pr}{2t} \text{ i } \gamma = -\frac{6(2-\nu)}{c}$$

U općem slučaju von Mises naprezanje je:

$$\sigma_{vM} = \sqrt{\sigma_x^2 + \sigma_y^2 - \sigma_x \sigma_y + 3\tau^2} \quad (10.5)$$

U razmatranom slučaju $\tau = 0$, pa je von Mises membransko i ukupno naprezanje na unutarnjoj površini cilindrične ljuske:

$$\begin{aligned} \sigma_{vMm} &= \sqrt{1-\nu+\nu^2} \sigma_0 \\ \sigma_{vMt} &= (1-\gamma) \sqrt{1-\nu+\nu^2} \sigma_0 \end{aligned}$$

Kod čisto membranskog stanja naprezanja momenti savijanja iz (10.3) iščezavaju, pa vrijedi $\sigma_{1m}^0 = \sigma_0$ i $\sigma_{2m}^0 = 2\sigma_0$, odnosno prema (10.5):

$$\sigma_{vMm}^0 = \sqrt{3} \sigma_0 \quad (10.6)$$

Kod cilindričnih LPG spremnika ljuska je projektirana tako da je u potpunosti iskorištena njena sposobnost prenošenja membranskog naprezanja. Stoga je u njoj von Mises naprezanje jednako dopuštenom membranskom naprezanju σ_{am} , odnosno prema (10.6):

$$\sigma_0 = \frac{\sigma_{am}}{\sqrt{3}}$$

Von Mises membranska i ukupna naprezanja na mjestu uklještenja bit će tada:

$$\begin{aligned} \sigma_{vMm} &= \sqrt{\frac{1-\nu-\nu^2}{3}} \sigma_{am} \\ \sigma_{vMt} &= (1-\gamma) \sqrt{\frac{1-\nu-\nu^2}{3}} \left(\frac{\sigma_{am}}{\sigma_{as}} \right) \sigma_{as} \end{aligned}$$

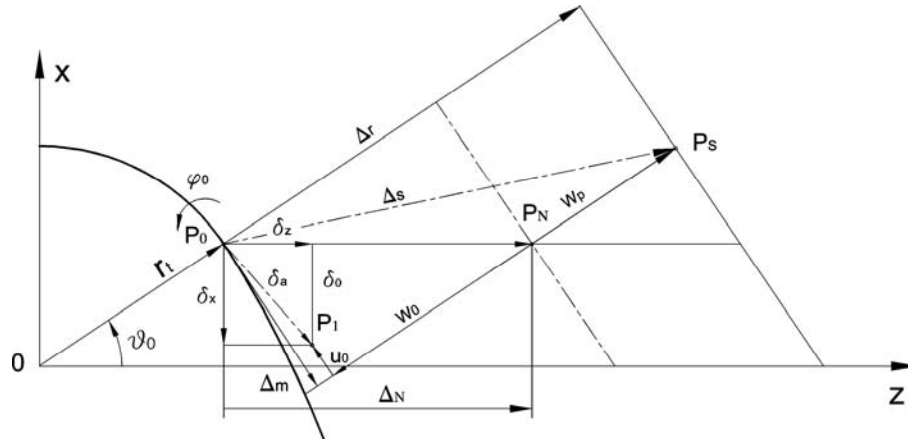
pri čemu je σ_{as} dopušteno sekundarno naprezanje.

10.2.2 Sferna ljuska

Ukoliko je čelo cilindričnog spremnika izvedeno u obliku torisferične posude, koncentracija naprezanja pojaviti će se u sfernoj ljusci na mjestu spoja s torusnom ljuskom. Vertikalni pomak sferne ljuske δ i kut zakreta meridijalne izvodnice φ opisani su sljedećim izrazima:

$$\begin{aligned} \delta &= \frac{r}{Et} \sin \vartheta (A_1 U_1 + A_2 U_2) + \frac{pr^2}{2Et} (1-\nu) \sin \vartheta \\ \varphi &= -\frac{1}{Et} \sqrt{\frac{cr}{2t}} (A_1 U_3 + A_2 U_4) \end{aligned} \quad (10.7)$$

gdje je ϑ kut između vektora normale ljuske i središnje osi sferične ljuske, kako je prikazano na slici 10-1.



Slika 10-1 Geometrija spoja torusne i sferne ljuske

Funkcije U_i opisane su s (10.1) pri čemu je njihov argument:

$$\xi = \sqrt{\frac{cr}{2t}}(\vartheta_0 - \vartheta)$$

Rubni uvjeti na slobodnom kraju ljuske razlikuju se od nule. Vertikalni pomak meridijalne osi δ_0 može se izraziti kao dio membranskog pomaka δ_p , što predstavlja drugi član iz (10.7) ili u ovisnosti o otklonu membrane w_p , vidi sliku 10-1, tj.:

$$\delta_0 = \varepsilon w_p \sin \vartheta_0$$

$$w_p = \frac{pr^2}{2Et}(1 - \nu)$$

gdje je ε koeficijent popuštanja. Na sličan način definira se i koeficijent popuštanja za kut zakreta ljuske φ , odnosno:

$$\varphi_0 = \eta \varphi_p$$

$$\varphi_p = \frac{pr}{2Et} \sqrt{\frac{cr}{2t}}$$

Uvrštenjem rubnih uvjeta $\delta = \delta_0$ i $\varphi = \varphi_0$ za $\vartheta = \vartheta_0$ slijede konstante integracije:

$$A_1 = -(1 - \varepsilon)(1 - \nu) \frac{pr}{2}$$

$$A_2 = [(1 - \varepsilon)(1 - \nu) - \eta] \frac{pr}{2}$$

(10.8)

Membranske sile i momenti savijanja sferične ljuske su:

$$N_1 = -\sqrt{\frac{t}{2cr}} \operatorname{ctg} \vartheta (-A_1 U_4 + A_2 U_3) + \frac{pr}{2}$$

$$N_2 = A_1 U_1 + A_2 U_2 + \frac{pr}{2}$$

$$M_1 = -\frac{t}{c} (-A_1 U_2 + A_2 U_1)$$

$$M_2 = \nu M_1$$

iz čega uvrštenjem (10.8) slijede izrazi za komponente membranskog i savojnog naprezanja:

$$\sigma_{1m} = (1 + \alpha) \sigma_0 \quad \sigma_{2m} = \mu \sigma_0$$

$$\sigma_{1b} = \pm \gamma \sigma_0 \quad \sigma_{2b} = \pm \nu \gamma \sigma_0$$

pri čemu su:

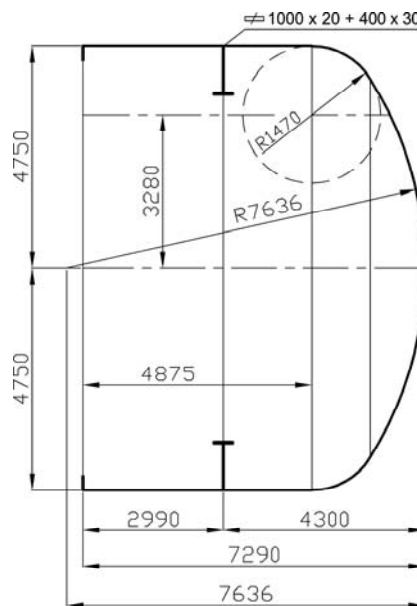
$$\alpha = -[2(1 - \varepsilon)(1 - \nu) - \eta] \sqrt{\frac{t}{2cr}} \operatorname{ctg} \vartheta_0$$

$$\mu = 1 - (1 - \varepsilon)(1 - \nu)$$

$$\gamma = -\frac{6}{c} [(1 - \varepsilon)(1 - \nu) - \eta]$$

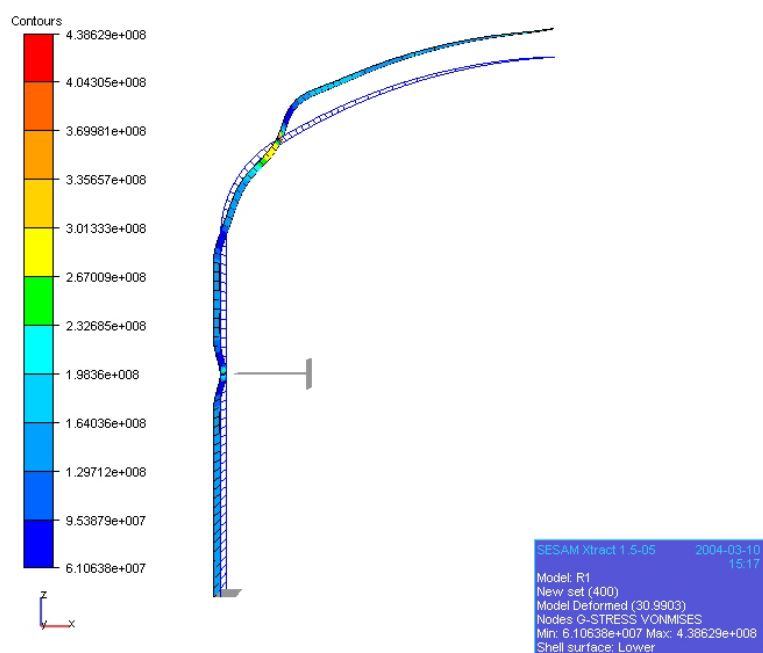
10.3 Analiza metodom konačnih elemenata

Poremećaj membranskog stanja naprezanja u cilindričnoj ljusci pojavit će se uslijed prisustva prstena za ukrućenje, kao i na spoju sferne i torusne ljuske. Analiza čvrstoće provedena je za model čela spremnika i dio cilindra s prstenom za ukrućenje i prvim vakuumskim prstenom, slika 10-2.



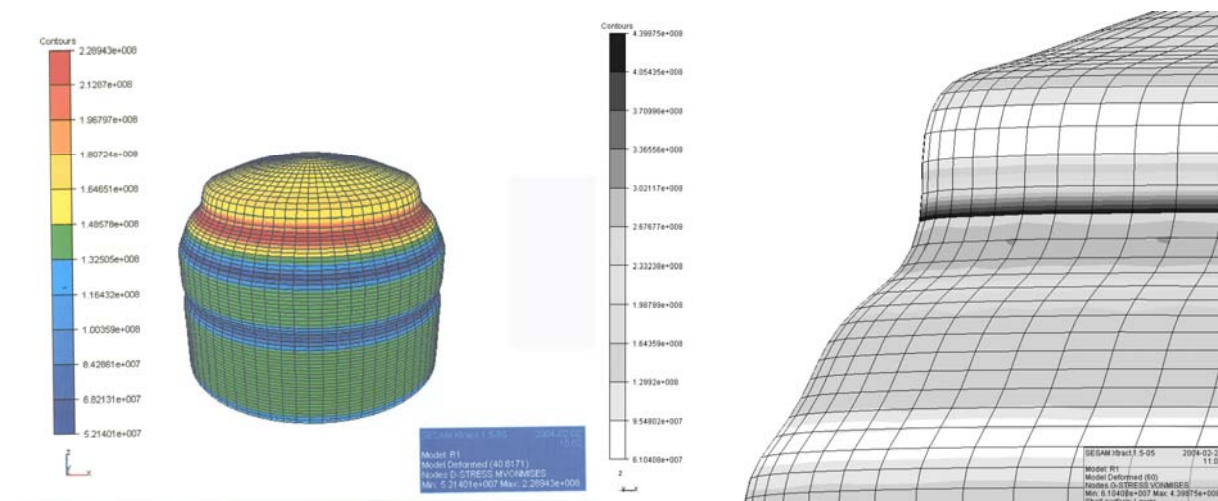
Slika 10-2 Dimenzije cilindrične ljuske i torisferičnog čela spremnika

Model je opterećen unutarnjim tlakom od 0.5 N/mm^2 . Na rubu cilindra spriječeni su svi pomaci osim radijalnog pomaka. Rezultirajuća deformacija meridijalne izvodnice modela prikazana je slikom 10-3. na kojoj se jasno vidi kako prsten za ukrućenje i rub sferne ljuske ometaju čistu membransku deformaciju stijenke.



Slika 10-3 Deformacija meridijalne izvodnice modela

Dalje od mjesta poremećaja naprezanja su jednaka onima određenim teorijskom analizom. Slike 10-4a i 10-4b prikazuje koncentraciju membranskih i ukupnih von Mises naprezanja u cilindričnoj, torusnoj i sfernoj ljusci.



Slika 10-4 Koncentracija membranskih i ukupnih naprezanja von Misesa

Vrijednosti von Mises naprezanja prikazane su u tablici 10-1.

Tablica 10-1 Koncentracija naprezanja u cilindričnoj, sfernoj i torusnoj ljusci

	σ_{1m}	σ_{2m}	σ_{1b}	σ_{2b}	σ_{1t}	σ_{2t}	σ_{vMm}	σ_{vMt}
Cilindrična ljuska na mjestu prstena za ukrućenje	80	46	196	58	276	104	69	241
Torusna ljuska	82	-172	102	32	188	-140	225	285
Rub sferne ljuske	156	-89	278	80	434	-9	215	439

10.3.1 Cilindrična ljuska

Najvišu vrijednost, vidi tablicu 10-1, ima savojno naprezanje u meridijalnom smislu. I membransko i ukupno von Mises naprezanje zadovoljavaju kriterij dopuštenog naprezanja ($\sigma_{at} = 308 \text{ N/mm}^2$) s vrijednošću od 69, odnosno 241 MPa.

10.3.2 Torusna ljuska

Najviša vrijednost u torusnoj ljusci doseže cirkularna komponenta membranskog naprezanja. Naprezanje ima negativan predznak, odnosno ljuska je izvrnuta tlačnom naprezanju. Najveća vrijednost von Mises membranskog naprezanja iznosi 225 N/mm^2 i premašuje dopuštenu vrijednost $\sigma_{am} = 180 \text{ N/mm}^2$. Ipak, takav slučaj tolerira se u praksi. Budući da je ukupno von Mises naprezanja manje od dopuštene vrijednosti sekundarnog naprezanja⁹ ($\sigma_{as} = 308 \text{ N/mm}^2$), smatra se da je konstrukcija dovoljno sigurna.

10.3.3 Sferna ljuska

Duž ruba sferne ljuske prisutna su membranska von Mises naprezanja vrlo visoke vrijednosti. Premda apsolutne vrijednosti pojedinih komponenata membranskog naprezanja nisu visoke, vidi tablicu 10-1, njihovi su predznaci suprotni i to rezultira značajnim vrijednostima von Mises naprezanja. Ukupno von Mises naprezanje iznosi 439 MPa što je iznad vrijednosti dopuštenog sekundarnog naprezanja $\sigma_{as} = 390 \text{ N/mm}^2$.

10.4 Korelacijska analiza

Numerička analiza ukazala je na postojanje visokih vrijednosti membranskog naprezanja, naročito u slučaju sferične ljuske. AD Merkblatt B3 pravila prihvaćaju do određene mjere premašivanja dopuštenih vrijednosti naprezanja u numeričkoj analizi zbog sigurnog ponašanja

⁹ Sekundarno naprezanje – smično ili normalno naprezanje koje nastaje zbog upetosti konstrukcije, bilo uslijed blizine susjednih dijelova bilo zbog lokalnih svojstava same konstrukcije. Osnovno svojstvo sekundarnog naprezanja je *ograničenost* njegova utjecaja – pojava lokalnog tečenja materijala i postojanje lokalnih deformacija ne utječe na sposobnost konstrukcije da nosi zadano opterećenje.

konstrukcije u praksi. Pouzdanost numeričkih rješenja moguće je provjeriti usporedbom s teorijskim rješenjem.

Cilindrična ljuska smatra se ukliještenom u analitičkom modelu. Zbog velike krutosti prstena za ukrućenje u odnosu na cilindričnu ljusku, smatra se da ta pretpostavka ne dovodi do značajne greške u izračunu. Naprezanja dobivena teorijskom i numeričkom analizom prikazana su tablicom 10-2. Membranska naprezanja imaju jednaku vrijednost, dok se savojna naprezanja razlikuju za približno 5%. U oba slučaja zadovoljeni su kriteriji dopuštenog membranskog i ukupnog von Mises naprezanja.

Tablica 10-2 Usporedba rezultata analitičkog i FEM rješenja, cilindrična ljuska, N/mm²

	σ_{1m}	σ_{2m}	σ_{1b}	σ_{2b}	σ_{1t}	σ_{2t}	σ_{vMm}	σ_{vMt}
Analitički	80	24	247	74	327	98	71	290
FEM	80	24	233	70	313	94	71	278

Usporedba analitički i numerički (FEM) izračunatih vrijednosti naprezanja za sfernu ljusku, na njenom rubu, prikazana je tablicom 10-3. Meridijalna membranska naprezanja jednaka su u oba slučaja. Cirkularna membranska i obje komponente savojnog naprezanja razlikuju se za 5% i najviše 8%. Membranska von Mises naprezanja stoga imaju približno jednaku vrijednost, dok se ukupna von Mises naprezanja razlikuju za približno 5%.

Tablica 10-3 Usporedba rezultata analitičkog i FEM rješenja, sferna ljuska, N/mm²

	σ_{1m}	σ_{2m}	σ_{1b}	σ_{2b}	σ_{1t}	σ_{2t}	σ_{vMm}	σ_{vMt}
Analitički	156	-85	255	76	411	-9	212	416
FEM	156	-89	278	80	434	-9	215	439

Usporedba rezultata pokazuje da numerička rješenja premašuju teorijska za oko 5% u razmatranom primjeru cilindričnog spremnika. Time je potvrđena prisutnost nepoželjne koncentracije naprezanja na rubu sferne ljuske, te se mora preporučiti njeno pojačanje.

11. PRIMJER 2 – NESAVRŠENOST Y-SPOJA DVODIJELNIH SPREMNIKA

Dvodijelni (bilobe) spremnici često su prisutni kod brodova za prijevoz ukapljenog plina. Njihov oblik omogućuje dobro iskorištenje teretnog prostora, a ovisno o veličini brod najčešće sadrži dva ili tri takva spremnika. Odlikuje ih složena geometrija, naročito na spojevima cilindrične, sferne i torusne ljuske. Zbog velikih dimenzija, specijalnih materijala, te strogog nadzora pri projektiranju i gradnji, njihova proizvodnja nije jednostavna.

11.1 Značajke dvodijelnog spremnika

Analiza je provedena za dvodijelni spremnik na LPG brodu kapaciteta 8350 m³. Osnovni podaci o brodu, te prikaz i izmjere spremnika prikazani su u dodatku B ovog rada. Tamo su prikazana i osnovna svojstva materijala, te vrijednosti dopuštenih naprezanja.

11.2 Teorijska analiza

11.2.1 Savršeni Y-spoj uzdužne pregrade i cilindričnih ljuski

Debljina uzdužne pregrade dvodijelnog spremnika projektira se tako da pregrada preuzme (kompenzira) membranske sile u ljuskama koje povezuje. Drugim riječima, membransko naprezanje u pregradi i cilindričnim ljuskama mora biti jednako.

Iz tog uvjeta slijedi da je debljina pregrade t_b proporcionalna debljini cilindrične ljuske t_c , odnosno da vrijedi:

$$t_b = \frac{2t_c a}{R}$$

gdje je R promjer cilindra, a a udaljenost središta cilindra od središnjice spremnika.

Također, može se pokazati da uz zadovoljenje tog uvjeta vertikalni pomak pregrade u Y-spoju biva jednak vertikalnom pomaku tlakom p opterećene cilindrične ljuske:

$$\delta_t = \frac{pR^2}{Et_c} \left(1 - \frac{\nu}{a}\right) \sin \alpha$$

pri čemu je α kut pod kojim se svaka od cilindričnih ljuski sastaje s pregradom u Y-spoju, slika 11-1. Jednakost pomaka dokazuje da u savršeno izvedenom Y-spoju ne nastaje moment savijanja kada je tlak u obje polovice bilobe spremnika jednak.

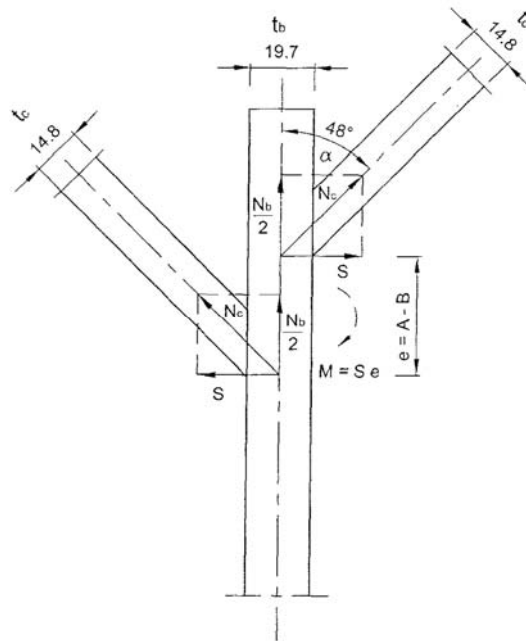
Spremnik je projektiran tako da su njegova von Mises membranska naprezanje jednaka vrijednosti dopuštenog membranskog naprezanja σ_{am} :

$$\sigma_{vMm} = \left(\sigma_m^2 + \sigma_c^2 - \sigma_m \sigma_c + 3\tau^2\right)^{1/2} = \sigma_{am} \quad (11.1)$$

gdje su σ_m i σ_c meridijalno i cirkularno membransko naprežanje, a τ smično naprežanje. Kako su σ_m i σ_c ujedno i glavna naprežanja to je $\tau = 0$.

11.2.2 Nesavršeni Y-spoj uzdužne pregrade i cilindričnih ljuski

Uslijed neporavnatosti Y-spoja dolazi do pojave momenta savijanja i cirkularnog savojnog naprežanja σ_b , slika 11-1.



Slika 11-1 Ekscentricitet Y-spoja cilindričnih ljuski i uzdužne pregrade spremnika

Pri tome, ukupna von Mises naprežanja u Y-spoju ne smiju premašiti vrijednost dopuštenog sekundarnog naprežanja σ_{as} , tj.:

$$\sigma_{vMt} = \left[\sigma_m^2 + (\sigma_c + \sigma_b)^2 - \sigma_m(\sigma_c + \sigma_b) \right]^{1/2} \leq \sigma_{as} \quad (11.2)$$

Iz (11.1) i (11.2) može se izraziti opća vrijednost naprežanja savijanja:

$$\sigma_b = \left[\sigma_{as}^2 - \sigma_{am}^2 + \left(\sigma_c - \frac{1}{2} \sigma_m \right)^2 \right]^{1/2} - \left(\sigma_c - \frac{1}{2} \sigma_m \right) \quad (11.3)$$

Uvrštenjem izraza za meridijalno i cirkularno naprežanje cilindrične ljuske:

$$\sigma_m = \frac{pR}{2t_c} \quad \text{i} \quad \sigma_c = \frac{pR}{t_c}$$

u izraz (11.1) i zatim (11.2), te uz uvjet jednakosti membranskih naprežanja u cilindričnoj ljusci i pregradi, slijedi najprije:

$$\sigma_c = \frac{2}{\sqrt{3}} \sigma_{am} \quad (11.4)$$

i zatim:

$$\sigma_b = \left\{ \left[\left(\frac{\sigma_{as}}{\sigma_{am}} \right)^2 - \frac{1}{4} \right]^{1/2} - \frac{\sqrt{3}}{2} \right\} \sigma_{am} \quad (11.5)$$

Izraz (11.5) određuje maksimalnu dopuštenu vrijednost savojnog naprezanja koje Y-spoj može preuzeti. Vrijednost momenta savijanja može se odrediti sukladno shematskom prikazu ravnoteže sila na slici 11-1. Cirkularna membranska sila po jedinici dužine cilindrične ljuske:

$$N_c = t_c \sigma_c$$

uzrokuje vertikalnu membransku silu, po jedinici dužine, u pregradi:

$$N_b = t_b \sigma_c,$$

pa uslijed ekscentriciteta dolazi do pojave momenta savijanja:

$$M = \frac{t_b \sigma_c}{2} e \tan \alpha. \quad (11.6)$$

Moment preuzimaju obje cilindrične ljuske i uzdužna pregrada u određenim omjerima, proporcionalno njihovoj rotacijskoj krutosti. Rotacijska krutost cilindrične ljuske, a isti izraz vrijedi i za uzdužnu pregradu, može se računati prema Senjanović *et al.* [86]:

$$k = \frac{Et^3}{3(1-\nu^2)l}$$

gdje je $l = R\phi$ dužina luka na kutu ϕ . Naprezanje savijanja u pregradi je:

$$\sigma_b = \frac{6C_b M}{t_b^2}$$

što uz (11.4) i (11.6) postaje:

$$\sigma_b = \frac{6C_b e}{\sqrt{3}t_b} \tan \alpha \sigma_{am} \quad (11.7)$$

odakle izjednačenjem (11.5) i (11.7) slijedi izraz za određivanje dopuštene vrijednosti ekscentriciteta:

$$e = \frac{\sqrt{3}t_b}{6C_b \tan \alpha} \left\{ \left[\left(\frac{\sigma_{as}}{\sigma_{am}} \right)^2 - \frac{1}{4} \right]^{1/2} - \frac{\sqrt{3}}{2} \right\} \quad (11.8)$$

11.3 Sanacija ekscentriciteta Y-spoja na dvodijelnim spremnicima

Zbog svog oblika dvodijelni spremnici dobro iskorištavaju skladišni prostor broda i zato su često primjenjivo rješenje na manjim i srednjim LPG brodovima. To je ujedno i najveća flota brodova za prijevoz ukapljenog plina.

Projektiraju se na osnovi membranske teorije, kao konstrukcije sastavljene od cilindrične ljuske, sa sfernim i torusnim ljuskama na čelima spremnika. Dvije polovice bilobe spremnika uzdužno su razdijeljene nepropusnom pregradom. Duž gornjeg i donjeg ruba uzdužne pregrade spajaju se cilindrične, torusne i sferne ljuske u zavarenom Y-spoju. Taj spoj u idealnom slučaju sadrži i prenosi samo membranske sile i naprezanja. Ukoliko se pak uslijed nesavršenosti proizvodnog postupka na Y-spoju pojavi neporavnatost zakrivljenih ljuski, nastaje ekscentricitet među njima i posljedično moment savijanja. Zbog visoke koncentracije naprezanja koja u tom slučaju nastaje dopuštena vrijednost ekscentriciteta iznosi svega nekoliko milimetara.

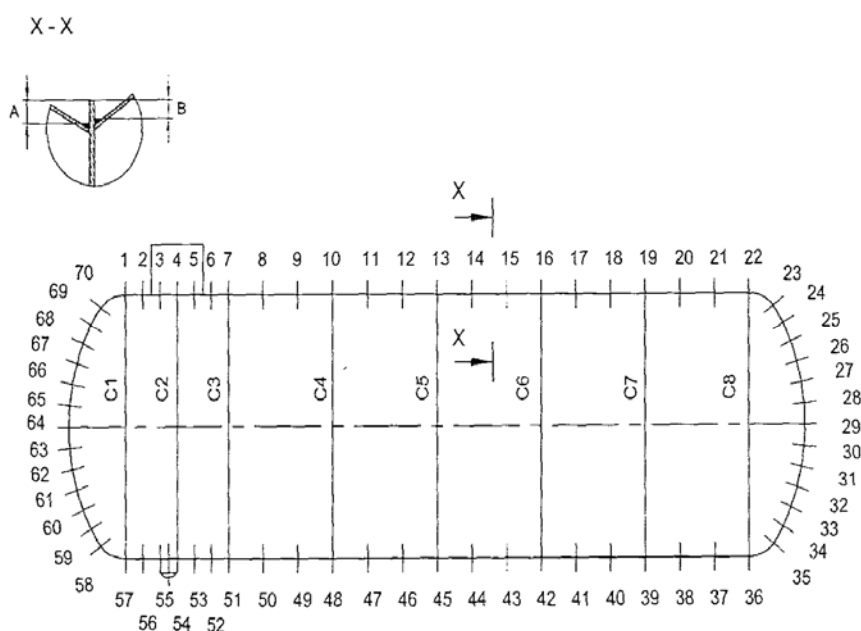
Značajne i nezanemarive vrijednosti ekscentriciteta u Y-spojevima uočene su na drugom i djelomično na prvom od tri bilobe spremnika LPG 8350 m³ broda građenom u rumunjskom brodogradilištu za njemačkog vlasnika.

U razmatranom primjeru značajna neporavnatost Y-spojeva uočena je na spremniku 2. Na sedamdeset presjeka obavljena su mjerenja veličina A i B, s obje strane uzdužne pregrade, kako bi se ustanovila vrijednost ekscentriciteta $e = B - A$, te njihova srednja vrijednost:

$$\bar{e} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n |e_i|$$

između prstenova za ukrućenja (Stiffening Ring, SR) i vakuumskih prstenova (Vacuum ring, VR), te u području sferične i torusne ljuske na čelima spremnika.

Lokacije na kojima su obavljena mjerenja na spremniku 2, te shematski prikaz nesavršenosti Y-spoja s veličinama A i B prikazani su slikom 11-2. Brojčane vrijednosti izmjerenih veličina i izračunatih ekscentriciteta prikazane su tablicom 11-1.



Slika 11-2 Mjerne točke neporavnatosti Y-spoja dvodijelnog spremnika

Tablica 11-1 Izmjerene vrijednosti neporavnatosti Y-spoja

Mjerna točka	Izmjera A	Izmjera B	$e = B - A$ (mm)	\bar{e} (mm)	Mjerna točka	Izmjera A	Izmjera B	$e = B - A$ (mm)	\bar{e} (mm)
1	45	18	27	27*	36	30	15	15	17.5*
2	30	20	10		37	40	20	20	
3	25	30	-5		38	35	20	15	
4	20	25	-5	4.3	39	35	18	17	12.3*
5	30	25	5		40	30	25	5	
6	24	25	-1		41	30	28	2	
7	28	28	0		42	22	35	-13	7.5
8	30	20	10	20*	43	30	38	-8	
9	48	18	30		44	25	30	-5	8.3
10	38	15	23		45	28	40	-12	
11	40	15	25	21.3*	46	28	35	-7	
12	38	22	16		47	28	35	-7	5.3
13	28	17	11		48	28	30	-2	
14	40	25	15	13.7*	49	30	30	0	
15	35	20	15		50	37	35	2	1
16	35	12	23		51	30	25	5	
17	55	18	37	30*	52	28	25	3	
18	42	20	22		53	28	35	-7	
19	30	17	13	18.3*	54	20	30	-10	8.9
20	40	20	20		55	25	38	-13	
21	42	20	22		56	28	25	3	
22	50	20	30	26*	57	45	15	30	30*
23	28	22	6		58	70	20	50	
24	25	35	-10	17*	59	60	15	45	39.3*
25	30	65	-35		60	43	20	23	
26	28	75	-47		61	30	20	10	
27	25	70	-45		62	23	40	-17	
28	25	65	-40		63	27	54	-27	
29	30	55	-25	30.3*	64	20	54	-34	32*
30	23	50	-27		65	24	70	-46	
31	30	53	-23		66	22	70	-48	
32	22	27	-5		67	23	65	-42	
33	35	20	15		68	24	52	-28	
34	30	20	10	15*	69	30	55	-25	18.3*
35	35	15	20		70	28	30	-2	

Kako su za promatranu cilindričnu ljusku $t_c = 14.8 \text{ mm}$, $\phi = 132^\circ = 2.3 \text{ rad}$, otuda slijedi $k_c = 2.235 \cdot 10^6 \text{ N}$. Debljina uzdužne pregrade je $t_b = 19.7 \text{ mm}$, a udaljenost do prve ukrepe $l = 1.9 \text{ m}$, te slijedi da je $k_b = 3.036 \cdot 10^7 \text{ N}$.

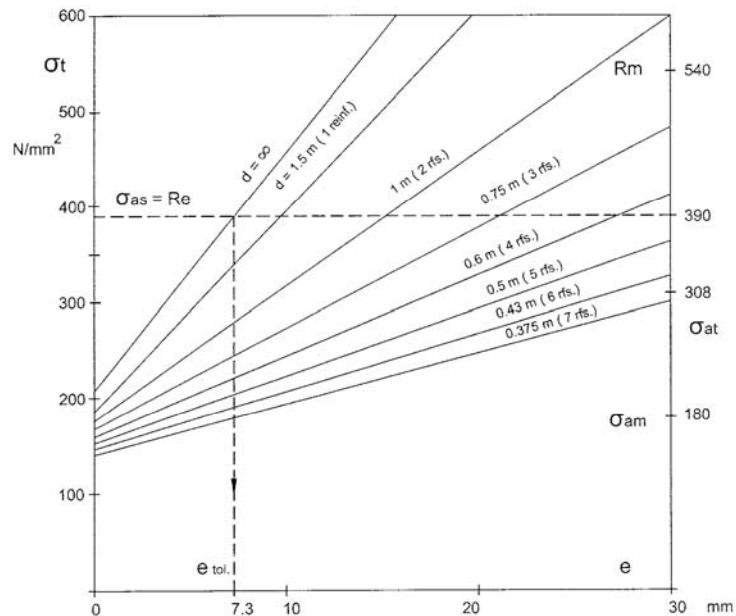
Omjer krutosti pojedinog strukturnog detalja i ukupne krutosti Y-spoja daje vrijednosti uplivnih koeficijenata, koji su u ovom slučaju $C_c = 0.064$ i $C_b = 0.872$, odakle je jasno da je čvrstoća pregrade mjerodavna kada se razmatra pojačanje Y-spoja. Prema izrazu za određivanje dopuštene vrijednosti ekscentriciteta:

$$e = \frac{\sqrt{3}t_b}{6C_b \tan \alpha} \left\{ \left[\left(\frac{\sigma_{as}}{\sigma_{am}} \right)^2 - \frac{1}{4} \right]^{\frac{1}{2}} - \frac{\sqrt{3}}{2} \right\} \quad (11.9)$$

U aktualnom slučaju za $t_b = 19.7 \text{ mm}$ i $\alpha = 48^\circ$ slijedi $e = 7.3 \text{ mm}$. Ukoliko je ekscentricitet veći od dopuštenog spremnik mora biti ojačan ukrepama poprečnog presjeka $2ht$, s obje strane pregrade. Na taj način neutralna os strukture ostaje neizmijenjena. Ukupno naprezanje u ukrepama pregrade sastoji se od vlačne sile i savijanja zbog momenta koji preuzimaju:

$$\sigma_t = \frac{2}{\sqrt{3}} \sigma_{am} \left[\frac{dt_b}{dt_b + 2ht} + \frac{3C_b dt_b e}{4h^2 t} \tan \alpha \right]$$

gdje je d razmak među ukrepama. Ukoliko razmak d shvatimo kao parametar ojačanja, moguće je grafički prikazati ovisnost naprezanja u ukrepama o njihovom razmaku, slika 11-3. Pri tome su dimenzije ukrepa slijedeće: visina 100mm, debljina 17.5mm, a dužina tolika da se protežu izvan zone koncentracije naprezanja.



Slika 11-3 Ukupno naprezanje u Y-spoju

Na sličan način moguće je analitički razmotriti Y-spoj uzdužne pregrade sa sfernom i s torusnom ljuskom spremnika [86].

11.3.1 Analiza metodom konačnih elemenata

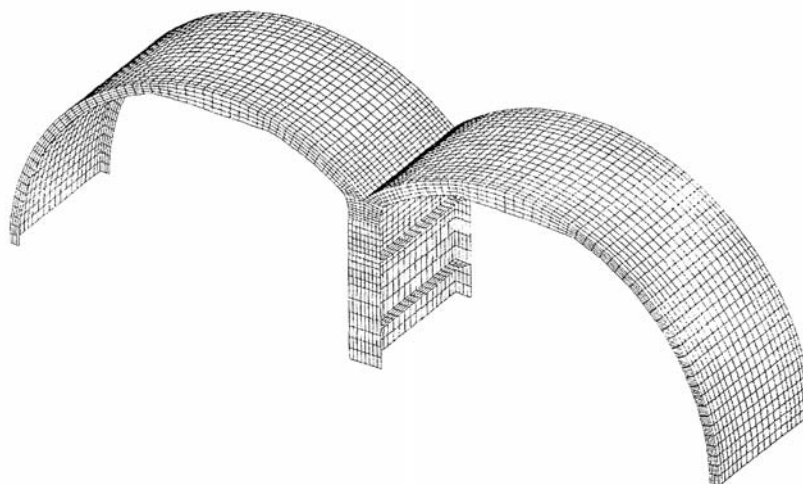
Na osnovi prethodnih analitičkih razmatranja jasno je da problem koncentracije naprezanja u nesavršenom Y-spoju nije jednostavan. Pogotovo ako se u obzir želi uzeti i utjecaj obližnjih vakuumskih prstenova, te različitih vrsta pojačanja (ukrepa, koljena ili drugih strukturnih elemenata) kojima se problem nastoji riješiti. Svaki oblik pojačanja konstrukcije odgovarajućim strukturnim elementima pratit će preraspodjela naprezanja, te je potrebno provesti numeričku analizu kako bi se dobili pouzdani rezultati.

Proračun je proveden pomoću programskog paketa SESAM, dodatak A.

Odabrani model konačnih elemenata sastoji se od polovice poprečnog presjela dvodjelnog spremnika, dužine jednake udaljenosti dvaju susjednih vakuumskih prstenova, a koja iznosi 3 metra. Osnovni model prikazan je slikom 11-4, bez pojačanja, sa savršenim Y-spojem, bez ekscentriciteta. Koordinatne osi su x (poprečno), y (vertikalno) i z (uzdužno).

Model se sastoji od 4324 konačna elementa s četiri ili tri čvora po elementu. Gustoća mreže veća je u okolini Y-spoja gdje se očekuje veća koncentracija naprezanja. Debljina cilindrične ljuske je 14.8mm, a uzdužne pregrade 19.7mm. Debljina vakuumskih prstenova je 12.5 mm, što je polovica njihove stvarne debljine, čime se modelu osigurava simetrija promatranog segmenta spremnika.

Model je opterećen ukupnim unutarnjim tlakom $p = 0.5 \text{ N/mm}^2$, a koji se sastoji od projektnog tlaka $p_o = 0.45 \text{ N/mm}^2$ i dinamičkog tlaka za gornji Y-spoj spremnika $p_{gd} = 0.05 \text{ N/mm}^2$.



Slika 11-4 Model segmenta dvodijelnog spremnika sa savršenim Y-spojem

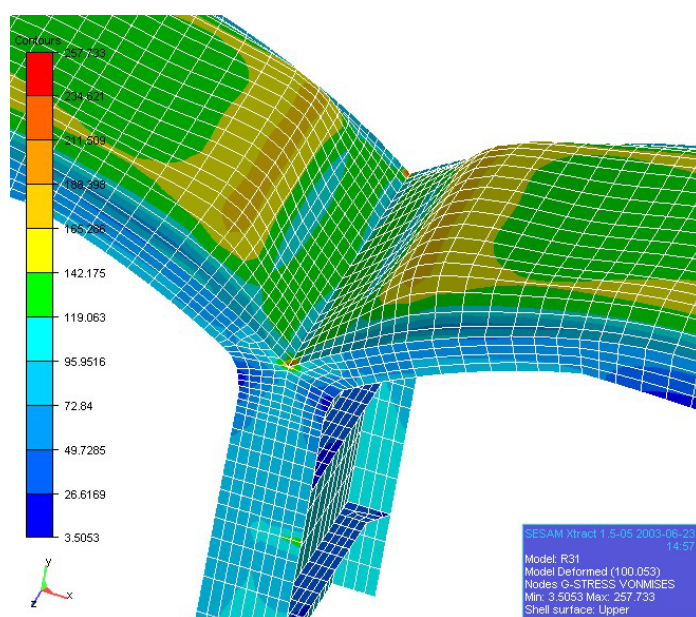
Na slobodnom poprečnom (bilobe) presjeku $z = l = 3\text{m}$, postavljeno je linijsko opterećenje jednako uzdužnom membranskom naprezanju:

$$\sigma_m = \frac{pR}{2t_c} = 80 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Druga strana, na presjeku $z = 0\text{ m}$, ima spriječen pomak u uzdužnom smjeru. Osnovica modela ima spriječen pomak u vertikalnom smjeru. Tim rubnim uvjetima osigurana je simetrija deformacije i naprezanja. Na krajevima uzdužne pregrade u osnovici modela spriječen je pomak u poprečnom smjeru kako bi se spriječio pomak modela kao krutog tijela. Rotacija rubova modela spriječena je radi osiguranja kompatibilnosti pomaka s ostatkom strukture.

11.3.2 Savršena struktura

Za opisani model provedena je statička analiza metodom konačnih elemenata. Deformacije modela i polje ukupnih von Mises naprezanja prikazani su slikom 11-5.

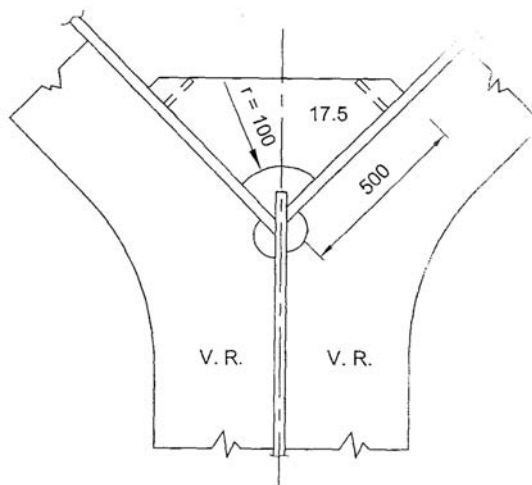


Slika 11-5 Deformacije i naprezanja von Misesa u modelu sa savršenim Y-spojem

Kruti rubovi modela priječe njegovo savijanje, no između njih su vidljive deformacije cilindrične ljuske uslijed narinutog tlaka. Najveća koncentracija naprezanja nalazi se u Y-spoju i iznosi $\sigma_{tot} = 257 \text{ N/mm}^2$. Premda je unutar granica dopuštenog naprezanja, tako visoka vrijednost naprezanja utjecat će na smanjenje čvrstoće u slučaju nesavršenog Y-spoja. Pojačanjem vakuumskih prstenova jednostavnim koljenom s vanjske strane spremnika, slika 11-6, koncentracija naprezanja će se smanjiti kako je prikazano tablicom 11-2.

Tablica 11-2 Maksimalna von Mises naprezanja, savršeni Y-spoj, $e = 0 \text{ mm}$, σ [N/mm²]

	Model	
	1	2
Pojačanje	-	Koljena
Membransko naprezanje	162	144
Ukupno naprezanje	257	179

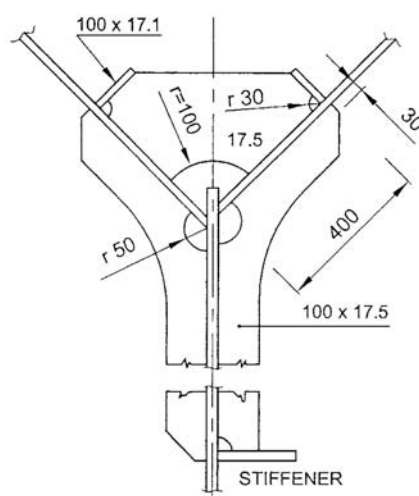


Slika 11-6 Pojačanje vakuumskih prstenova jednostavnim koljenima

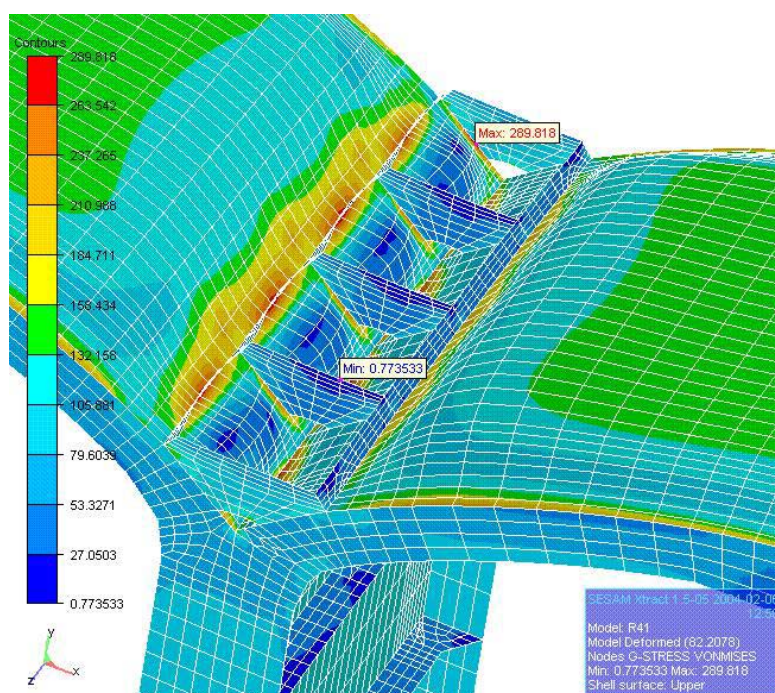
11.3.3 Nesavršena struktura

Neporavnatošću spoja cilindričnih ljuski s uzdužnom pregradom nastaje moment savijanja koji povećava vrijednost ukupnog naprezanja u Y-spoju. Pored toga, spremnici su projektirani da nose samo membranska naprezanja, pa je moment savijanja potrebno kontrolirati. To se može učiniti simetričnim pojačanjem Y-spoja dodatnim strukturnim elementima koji će svojom krutošću spriječiti savijanje. Alternativa tom postupku je rezanje limova spremnika, te njihovo ponovno zavarivanje, što se svakako nastoji izbjeći kada su spremnici jednom sastavljeni.

Kako bi se razmotrila moguća pojačanja nesavršene strukture proveden je niz numeričkih proračuna za modele s ekscentricitetom od 13mm i 30mm, najprije bez ikakvih pojačanja, zatim s koljenima pojačanim vakuumskim prstenovima, te pojačanjem Y-spoja među vakuumskim prstenovima s tri i sedam pari ukrepa i koljena, prema slikama 11-7 i 11-8.



Slika 11-7 Pojačanje vakuumskih prstenova koljenima i ukrepama



Slika 11-8 Deformacije i ekvivalentna naprezanja ojačane konstrukcije – $e = 13$ mm

Slika 11-8 pokazuje jedan od modela, s ekscentricitetom od 13mm, pojačan s tri para koljena (među vakuumskim prstenovima) i ukrepama. Na istoj slici prikazane su deformacije i ukupna von Mises naprezanja. Deformacija ljske vidljiva je između pojačanja, a koncentracija naprezanja pojavljuje se na rubovima novih strukturnih elemenata. Maksimalne vrijednosti von Mises membranskog i ukupnog naprezanja prikazane su tablicama 11-3 i 11-4 (VP – vakuumski prsten) zasebno za slučajeve ekscentriciteta $e = 13 \text{ mm}$ i $e = 30 \text{ mm}$.

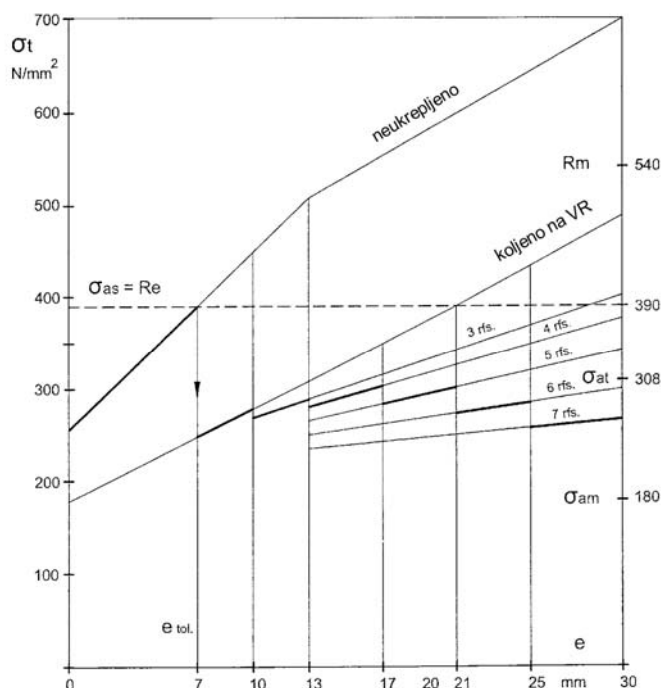
Tablica 11-3 Maksimalna von Mises naprezanja, nesavršeni Y-spoj, $e = 13 \text{ mm}$, σ [N/mm²]

	Model			
	3	4	5	6
Pojačanje	-	VP koljena	VP + 3 para koljena	VP + 7 pari koljena
Membransko naprezanje	234	206	199	178
Ukupno naprezanje	507	308	289	230

Tablica 11-4 Maksimalna von Mises naprezanja, nesavršeni Y-spoj, $e = 30 \text{ mm}$, σ [N/mm²]

	Model			
	7	8	9	10
Pojačanje	-	VP koljena	VP + 3 para koljena	VP + 7 pari koljena
Membransko naprezanje	336	323	290	215
Ukupno naprezanje	698	488	402	267

Na osnovi maksimalnih vrijednosti ukupnog von Mises naprezanja, određenih za savršeni i nesavršeni Y-spoj i ekscentricitete 0, 13mm i 30mm (tablice 11-2, 11-3 i 11-4), konstruirani su dijagrami koji prikazuju ovisnost razine naprezanja o vrijednosti ekscentriciteta, slika 11-9. Pri tome su naprezanja za pojačanja s 4, 5 i 6 parova koljena i ukrepa određene približno interpolacijom između poznatih vrijednosti.



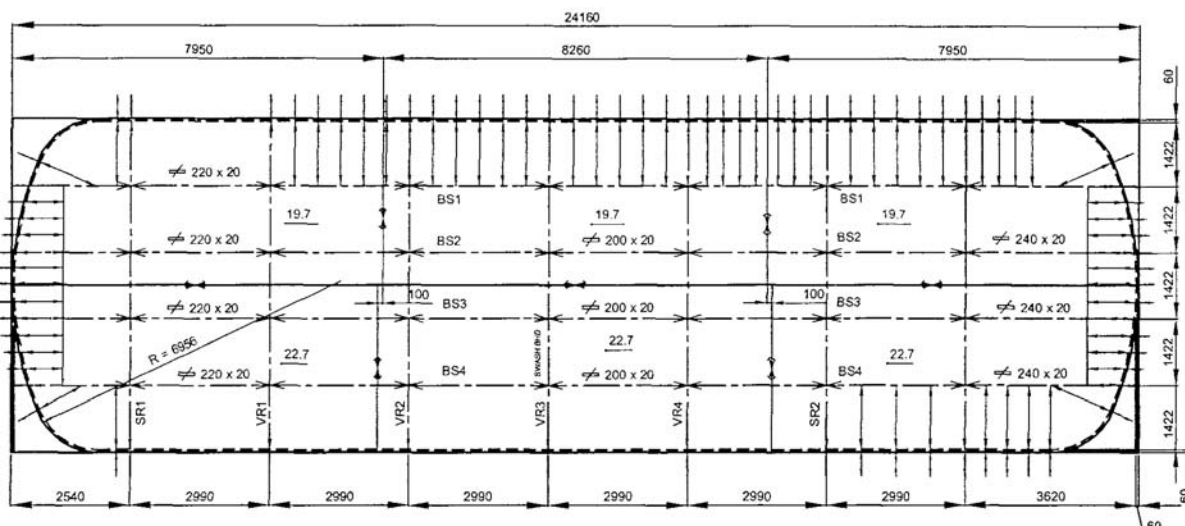
Slika 11-9 Naprezanja u Y-spoju ovisno o pojačanju konstrukcije

Presjecište dijagrama naprezanja za nepojačanu strukturu s vrijednošću dopuštenog sekundarnog naprezanja $\sigma_{as} = 390 \text{ N/mm}^2$ određena je vrijednost dopuštenog ekscentriciteta $e = 7 \text{ mm}$. Valja napomenuti da je ta vrijednost vrlo bliska onoj određenoj analitičkim razmatranjima, odnosno vrijednosti $e = 7.3 \text{ mm}$.

Za veće vrijednosti ekscentriciteta, strukturu je potrebno ojačati odgovarajućim brojem parova koljena i ukrepa prema dijagramima na slici 11-9. Pri tome je dobro ravnati se ukupnim dopuštenim naprezanjem, $\sigma_{at} = 308 \text{ N/mm}^2$, a što je indicirano skokovitim dijagramom za različite vrijednosti ekscentriciteta na istoj slici.

11.4 Pojačanje spremnika i hidrostaticka proba

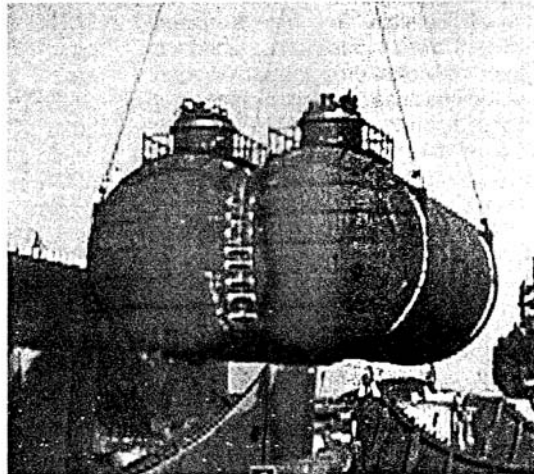
Na osnovi provedenih proračuna metodom konačnih elemenata i prema skokovitom dijagramu na slici 11-9, Y-spoj cilindrične ljuske spremnika 2 pojačan je odgovarajućim parovima koljena i ukrepa ovisno o izmjerenom ekscentricitetu. Istodobno, pojačanja Y-spoja na čelima spremnika obavljeno je sukladno analitičkim razmatranjima prema [86]. Skica položaja i brojčani opis pojačanja prikazani su slikom 11-10.



Slika 11-10 Shematski prikaz pojačanja spremnika

Spremnik 3 istog broda proizveden je s manje nesavršenosti i pojačan je otprilike upola koliko i spremnik 2. Sve neporavnatosti Y-spoja na spremniku 1 nalaze se unutar dopuštenih vrijednosti ekscentriciteta, te na njemu nisu provedena pojačanja. Slika 11-11 prikazuje dovršeni i pojačani spremnik, na kojem su jasno vidljiva pojačanja na čelu spremnika.

Po dovršetku gradnje i nakon obavljenih pojačanja, svaki od spremnika podvrgnut je hidrostatickoj probi u skladu s pravilima klasifikacijskog društva. Tlak kojem su spremnici podvrgnuti tijekom probe iznosio je 6.75 bara, a što je 50% više od projektne vrijednosti tlaka. Vršna vrijednost tlaka u spremnicima dosegnuta je u šest koraka i zatim je trajala dva sata nakon čega su spremnici na isti način rasterećeni.



Slika 11-11 Ojačani spremnik spreman za ugradnju

Prije, za vrijeme i nakon probe obavljana su kontrolna mjerenja na Y-spojevima. U konačnici, proba je obavljena uspješno i bez ikakvih problema. Nigdje na spremnicima nije primijećena pojava plastičnih deformacija. Po završetku proba spremnici su obloženi izolacijom.

11.5 Zaključna razmatranja

Tijekom izrade dvodijelnog spremnika potrebno je zavarivanjem precizno sastaviti velike strukturne dijelove izrađene od specijalnog (i skupog) čelika visoke čvrstoće, čiju zakrivljenost treba držati u uskim granicama tolerancije. Posebno je kompleksna izrada čela spremnika gdje se duž uzdužne pregrade spajaju cilindrična, torusna i sferna ljuska. Stoga u proizvodnji takvih spremnika nije jednostavno postići savršeni Y-spoj uzdužne pregrade i zakrivljenih dijelova plašta spremnika. Neporavnatost ljuski pak uzrokuje prisustvo momenta savijanja i visoke koncentracije naprezanja u Y-spoju koji se nastoje prvenstveno izbjeći, zatim kontrolirati ako postoje i po potrebi sanirati. Na osnovi provedene analitičke i numeričke analize obavljena je sanacija spremnika 1 i spremnika 2 broda za prijevoz ukapljenog plina, te provedena uspješna kontrola spremnika putem hidrostatske probe.

Uspješna provedba hidrostatske probe nužan je uvjet za odobrenje ugradnje spremnika. No jednako bitna bila su i provedena teorijska istraživanja, ponuđeni prijedlog sanacije nesavršenosti Y-spoja, te nadzor proizvodnog procesa što uključuje: provjeru kvalificiranosti zavarivača i zavarivačkih postupaka, ispitivanje materijala, kontrolu zavarenih spojeva nedestruktivnim metodama i provjeru dimenzija i točnosti geometrije spremnika.

Klasifikacijsko društvo stavilo je naglasak na teorijska istraživanja, smatrajući ih važnijim od same hidrostatske probe. To je stoga što bi tijekom hidrostatske probe vjerojatno došlo do pojave plastičnih deformacija, ali ne nužno i do uočljivih geometrijskih deformacija. Čak bi i plastične deformacije mogle ostati neotkrivene. Na taj način otvorila bi se mogućnost ubrzanog umaranja materijala i rane pojave zamornih oštećenja na spremniku. Provedena teorijska istraživanja uklanjaju tu mogućnost.

Važnost problema ističe i činjenica da je osiguravajuće društvo skratilo intervale redovnih pregleda spremnika: na jednom godišnje za pregled sigurnosne opreme i izolacije, te na svakih pet godina za interni pregled spremnika prilikom opetovanog odobrenja klase spremnika. Dodatno, zbog toga što spremnici prevoze (i) amonijak, prvi interni pregled spremnika obaviti će se nakon dvije godine provedene u službi.

12. PRIMJER 3 – UKUPNA DINAMIČKA IZDRŽLJIVOST STRUKTURNIH DETALJA

Ukupna dinamička izdržljivost određena je za Y-spoj cilindričnih ljuski i uzdužne pregrade dvodijelnog spremnika, za vrijednosti ekscentriciteta spoja e od 0 do 20mm.

Postupak uključuje sljedeće proračune:

1. hidrodinamički proračun odziva broda na harmonijskom valu,
2. kvazi-statički proračun naprezanja u odabranom strukturnom detalju, metodom konačnih elemenata,
3. statistička analiza podataka i određivanje parametara Weibulove razdiobe,
4. proračun zamornog oštećenja.

Navedeni proračuni predstavljaju četiri koraka spektralne analize zamora, kako je opisano u poglavljima 5 i 6.

12.1 Značajke dvodijelnog spremnika

Analiza je provedena za dvodijelni spremnik na LPG brodu kapaciteta 6500 m³. Brod sadrži po jedan cilindrični i jedan dvodijelni spremnik. Osnovni podaci o brodu, te prikaz i izmjere spremnika prikazani su u dodatku B ovog rada. Tamo su prikazana i osnovna svojstva materijala, te vrijednosti dopuštenih naprezanja.

12.2 Hidrodinamički proračun

Hidrodinamički proračun obavljen je programskim paketom SESAM, odnosno Waveship modulom za proračun odziva broda na harmonijskom valu linearnom vrpčastom teorijom.

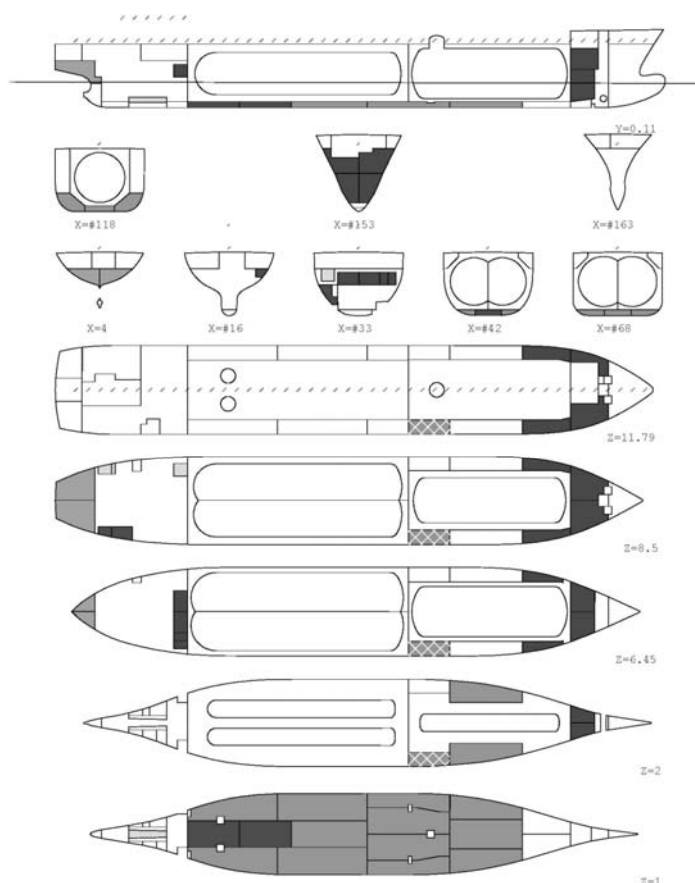
Proračun je proveden za dva stanja krcanja: brod u balastu i potpuno nakrcan brod.

12.2.1 Stanje krcanja – balast

Prema Knjizi trima i stabiliteta za navedeni brod, stanje krcanja balast odgovara trećem slučaju opterećenja (LC03: Ballast Departure). Tablica 12-1 prikazuje osnovne podatke, a slika 12-1 shematski prikazuje stanje krcanja broda u balastu.

Tablica 12-1 Brod u balastu, osnovni podaci

Masa praznog broda	3607 tona
Masa tereta	2148.6 tona
Istisnina (pri 1.025 t/m ³)	5755.6 tona
Gaz na krmi	4.85 m
Gaz na pramcu	4.59 m
Srednji gaz	4.71 m
Položaj težišta broda po visini	4.31 m
Položaj težišta broda po dužini	63.74 m



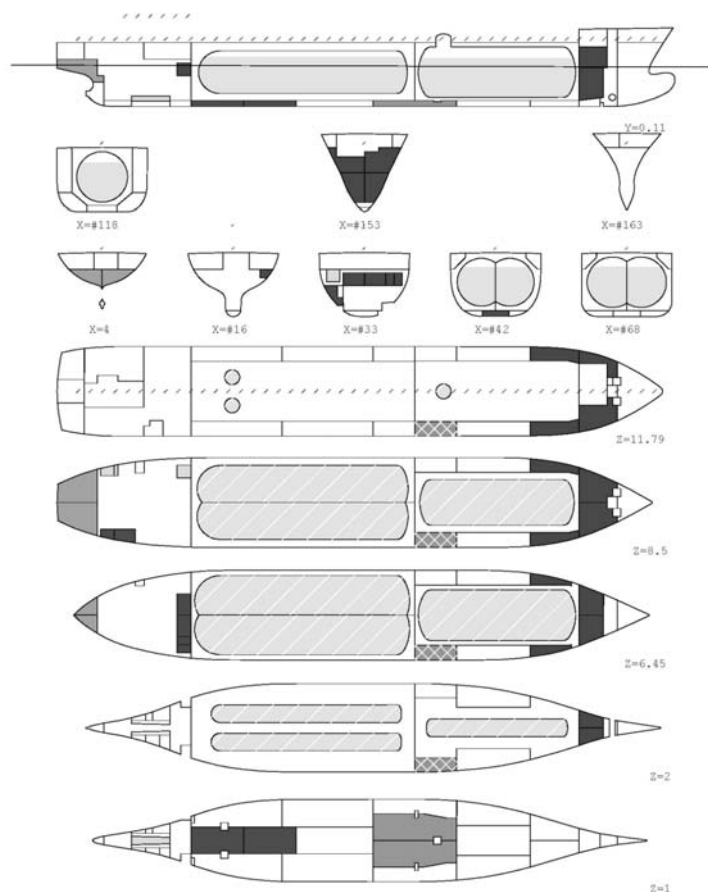
Slika 12-1 Brod u balastu, shematski prikaz

12.2.2 Stanje krcanja – potpuno nakrcan brod

Prema Knjizi trima i stabiliteta za navedeni brod, stanje krcanja "potpuno nakrcan brod" odgovara petom slučaju opterećenja (LC05: Vinyl Chloride Departure). Tablica 12-2 prikazuje osnovne podatke, a slika 12-2 shematski prikazuje stanje potpuno nakrcanog broda.

Tablica 12-2 Potpuno nakrcan brod, osnovni podaci

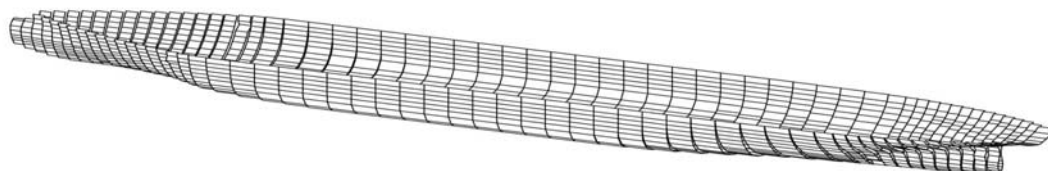
Masa praznog broda	3607 tona
Masa tereta	6568.6 tona
Istisnina (pri 1.025 t/m ³)	10175.6 tona
Gaz na krmi	7.77 m
Gaz na pramcu	7.46 m
Srednji gaz	7.60 m
Položaj težišta broda po visini	5.92 m
Položaj težišta broda po dužini	56.82 m



Slika 12-2 Potpuno nakrcan brod, shematski prikaz

12.2.3 Hidrodinamički model

Za svako od dva razmatrana stanja krcanja broda napravljen je hidrodinamički vrpčasti model. Slika 12-3 prikazuje taj model za potpuno nakrcani brod.



Slika 12-3 Vrpčasti model, potpuno nakrcan brod

U oba slučaja model se sastoji od 59 vrpčastih odsječaka, nejednoliko raspoređenih po dužini broda tako da što primjerenije prate njegovu zakrivljenu formu. Modeli su uravnoteženi s obzorom na sile težine i uzgona broda. Masa tereta u spremnicima podijeljena je i koncentrirana u četiri presjeka koji se nalaze na mjestima oslonaca spremnika.

12.2.4 Hidrodinamički proračun

Hidrodinamički proračun za oba modela uključuje:

- trideset valnih dužina, u jednakom rasponu od 0.105 do 2.6 dužina broda,
- trinaest kutova nailaska vala na brod, od 0° do 180° , u koracima po 15° ,
- jednu brzinu broda,
- realnu i imaginarnu komponenta odziva.

Stoga je ukupan broj slučajeva opterećenja za svako pojedino stanje krcanja: $30 \times 13 \times 1 \times 2 = 790$. Tome valja dodati i hidrostatički proračun koji dobro služi za provjeru ispravnosti modela.

Rezultati hidrodinamičkog proračuna automatski se prenose na strukturni model broda, odnosno pripadajuće konačne elemente.

12.3 Odziv brodske strukture

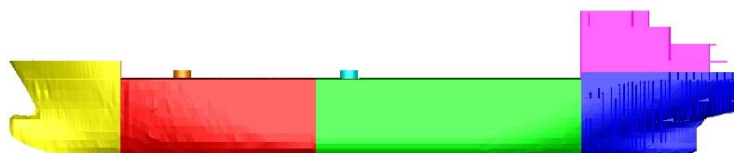
Na osnovi izračunatih vrijednosti hidrostatičkog i svih hidrodinamičkih slučajeva valnog opterećenja na globalni strukturni model brodske konstrukcije prenijete su odgovarajuće inercijske sile i hidrodinamički tlakovi. Pri tome inercijske sile preuzimaju svi čvorovi modela, dok se hidrodinamički tlakovi prenose samo na oplakanu (uronjenu) površinu vanjske oplate broda.

Za slučaj potpuno nakrcanog broda, spremnici su ujedno opterećeni i unutarnjim statičkim tlakom od 5 bara. Sva navedena opterećenja superponiraju se u rezultirajuće opterećenje modela.

Metodom konačnih elemenata, za svaki slučaj opterećenja određena su globalna naprezanja i lokalna žarišna naprezanja u promatranom strukturnom detalju, zasebno njihova realna i imaginarna komponenta (osim hidrostatičkog slučaja opterećenja).

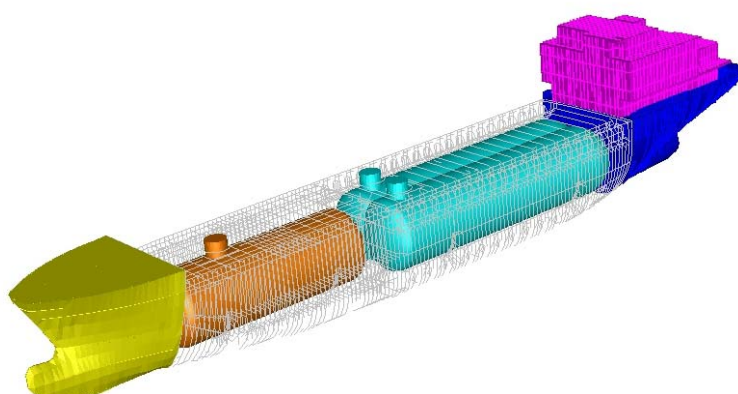
12.3.1 Globalni model konačnih elemenata

Globalni model LPG broda sastavljen je od sedam superelementa. Slika 12-4 prikazuje brod po njegovoj dužini, pri čemu se naziru "kape" cilindričnog i dvodijelnog spremnika. Slika 12-5. prikazuje brod u izometriji, te spremnike i njihov smještaj unutar broskog trupa.



Slika 12-4 Strukturalni model broda – Superelementi

Ukupno strukturalni model ima 139449 čvorova i 170322 konačna elementa. Korišteni su pločasti konačni elementi s tri i četiri čvora po elementu, te šest stupnjeva slobode. Na spojevima pramca i krme s poprečnim pregradama, jedan, odnosno tri čvora fiksirana su s minimalnim potrebnim brojem stupnjeva slobode kako bi se spriječio pomak modela kao krutog tijela. Tablica 12-3 prikazuje broj čvorova i konačnih elemenata za sve superelemente.



Slika 12-5 Strukturalni model broda – superelementi su označeni različitim bojama

Tablica 12-3 Broj čvorova i elemenata po superelementima

Superelement	Čvorova	Elementa
Superelement 2	3863	9569
Superelement 3	8529	14765
Superelement 4	1112	3150
Superelement 5	6242	14522
Superelement 6	3318	7247
Superelement 7	81635	85581
Superelement 8	34984	35488
Ukupno:	139449	170322

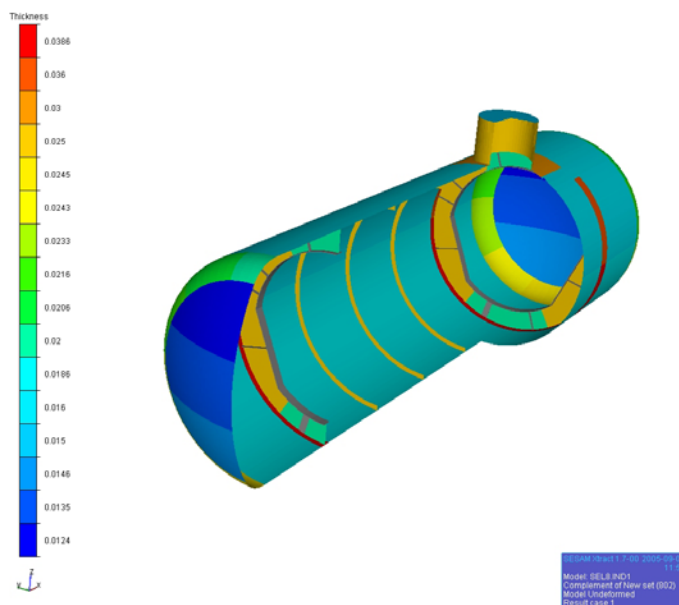
Pri tome su:

- Superelement 2: teretni prostor cilindričnog spremnika,
- Superelement 3: teretni prostor dvodijelnog spremnika,
- Superelement 4: pramac broda,
- Superelement 5: krma broda,
- Superelement 6: nadgrađe broda,
- Superelement 7: dvodijelni spremnik,
- Superelement 8: cilindrični spremnik.

Cilindrični i dvodijelni spremnik modelirani su finijom mrežom od brodske konstrukcije i zato sadrže veći broj konačnih elemenata.

12.3.2 Cilindrični spremnik

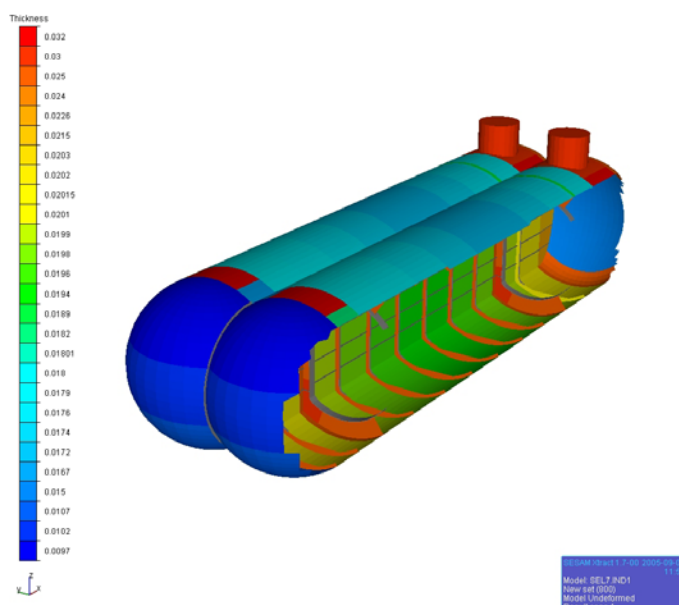
Slika 12-6 prikazuje strukturni model cilindričnog spremnika. Dio plašta nije prikazan kako bi se mogla vidjeti unutarnja struktura spremnika. Na modelu se mogu uočiti dva nosiva prstena s pripadajućim ukrepljenjem, te tri vakuumska prstena prikazana narančastom bojom, koji daju krutost plaštu na izvijanje u slučaju potlaka u spremniku. Čela spremnika sastoje se od sfernog dijela na samim krajevima modela, te od torusnog dijela, koji ih spaja s cilindričnom ljuskom.



Slika 12-6 Cilindrični spremnik – presjek

12.3.3 Dvodijelni (bilobe) spremnik

Slika 12-7 prikazuje strukturni model dvodijelnog spremnika, bez dijela plašta na desnom spremniku. Spremnici su odvojeni uzdužnom pregradom koja je vidljiva na slici. Na slici se mogu uočiti dva nosiva prstena za ukrućenje, te devet vakuumskih prstenova duž spremnika.



Slika 12-7 Dvodijelni spremnik – presjek

12.4 Strukturna analiza

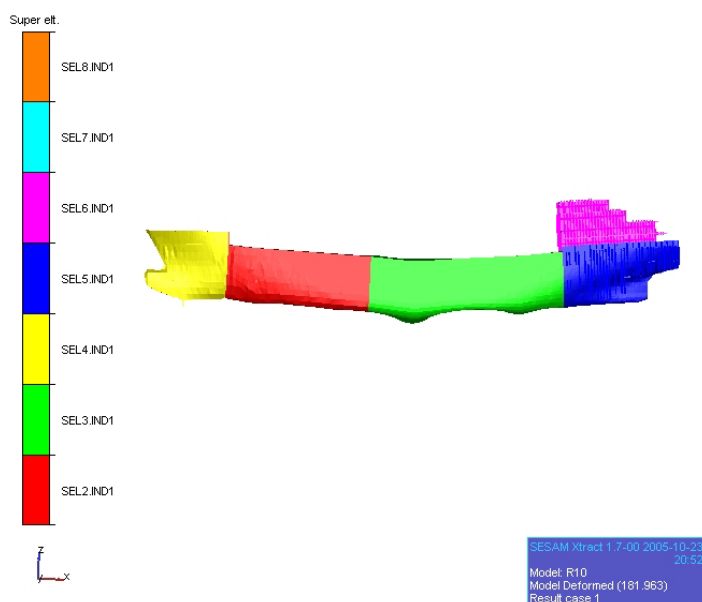
Strukturna analiza provedena je za hidrostatsko opterećenje broda na mirnoj vodi i zasebno za sve slučajeve hidrodinamičkog opterećenja, njih 790 za potpuno nakrcan brod i još toliko za brod u balastu. Proračun je uglavnom automatiziran, pri čemu određeni problem predstavlja ukupna količina generiranih podataka. Ukupno je moguće odjednom izračunati stotinjak slučajeva opterećenja (PIV, 3.2GHz, 1GB RAM, 36+120GB disk).

Rezultati hidrostatskih proračuna dobro pokazuju ponašanje konstrukcije na mirnoj vodi i ujedno omogućuju kontrolu ispravnosti generiranog modela konačnih elemenata. U nastavku je prikazano ponašanje konstrukcije koje je od interesa za ovo istraživanje i koje se većinom odnosi na potpuno nakrcan brod i hidrostatski proračun.

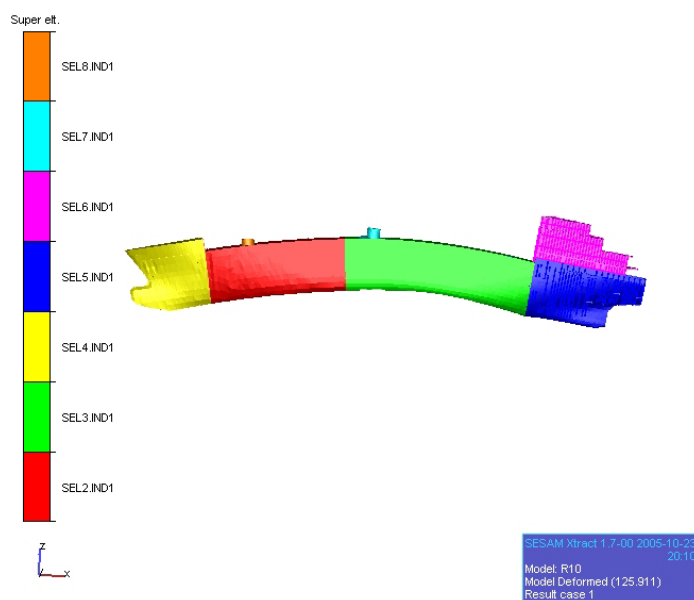
Prikaz rezultata hidrodinamičkog naprezanja od ograničene je koristi. Prvo, svako pojedino od 790 različitih slučajeva opterećenja ne govori puno o stvarnom odzivu broda na valovitom moru, koje je kombinacija više takvih pojedinačnih slučajeva opterećenja. Zatim, rezultat hidrodinamičkog proračuna odnosi se na jediničnu valnu visinu. Stoga rezultirajuća naprezanja ne odgovaraju stvarnim napreznjima već se moraju naknadno kombinirati s vjerojatnošću pojave stanja mora određene valne visine i perioda. I konačno, rezultati hidrodinamičkog proračuna nastaju u kompleksnom području, te su dostupni odvojeno u realnom i imaginarnom području.

12.4.1 Elastično ponašanje globalnog modela za slučaj hidrostatskog opterećenja

Slike 12-8 i 12-9 prikazuju globalnu deformaciju brodske konstrukcije za potpuno nakrcan brod, odnosno brod u balastu.



Slika 12-8 Globalna elastična deformacija – potpuno nakrcan brod

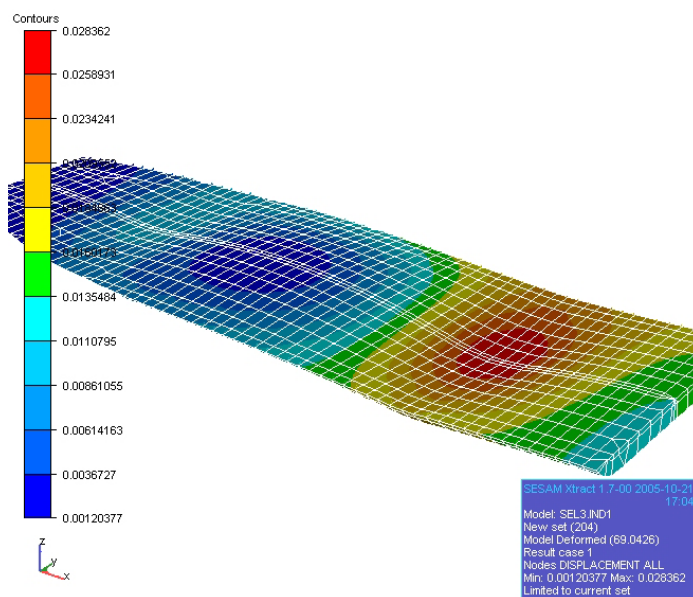


Slika 12-9 Globalna elastična deformacija –brod u balastu

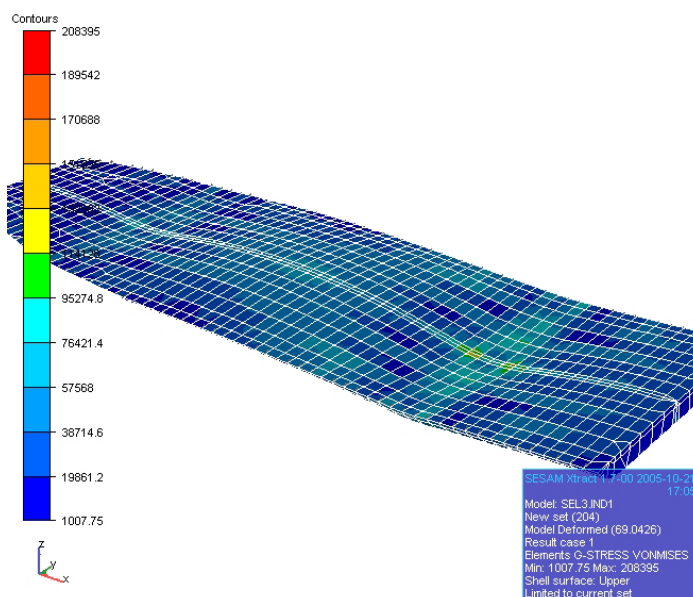
Na slici 12-9 mogu se uočiti (pretjerano istaknuta) dva lokalna progiba dvodna broda koji nastaju uslijed djelovanja koncentrirane težine spremnika. Težina spremnika prenosi se na konstrukciju broda putem dva sedlasta oslonca ispod kojih dolazi do progiba dvodna.

12.4.2 Deformacije dvodna u skladišnom prostoru dvodijelnog spremnika

Slike 12-10 i 12-11 odnose se na dvodno skladišnog prostora dvodijelnog spremnika (superelement 3) i prikazuju deformaciju dvodna, odnosno naprezanja u pokrovu dvodna.



Slika 12-10 Deformacije dvodna – Superelement 3 – Potpuno nakrcan brod

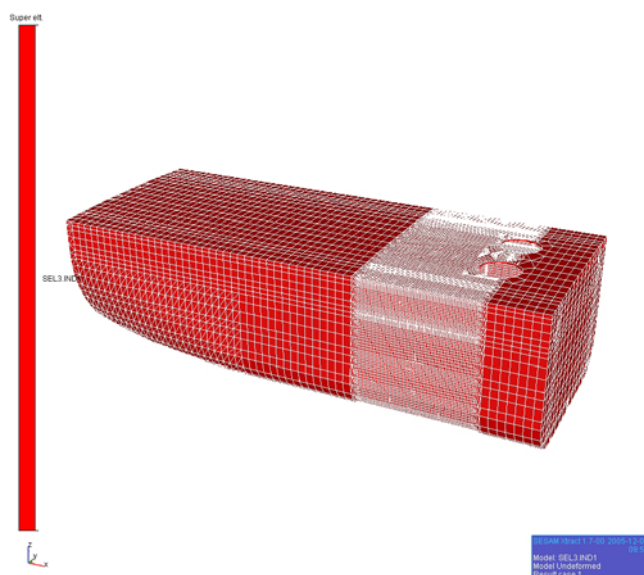


Slika 12-11 Ekvivalentna naprezanja dvodna – Superelement 3 – Potpuno nakrcan brod

Najveća vrijednost progiba dvodna na slici 12-10 iznosi približno 20 mm i pojavljuje se na mjestu sedlastog oslonca najbližem sredini broda (rebro 85). Pri tome naprezanja u strukturnim elementima dvodna ne prelaze vrijednost od 200 N/mm^2 , slika 12-11.

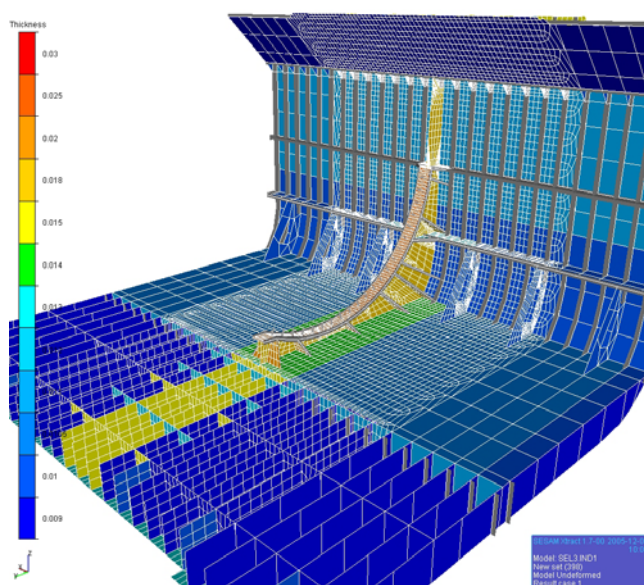
12.4.3 Analiza naprezanja na mjestu sedlastog oslonca

Na osnovi uočene visoke vrijednosti naprezanja u strukturnim elementima dvodna provedena je detaljnija analiza, s finijom mrežom konačnih elemenata u okolini sedlastog oslonca (rebro 85), slika 12-12. Skladišni prostor dvodijelnog spremnika (superelement 3) sastoji se u ovom slučaju od 62945 konačnih ljuskastih elemenata, dok se model čitavog broda sastoji od ukupno 119462 elementa.



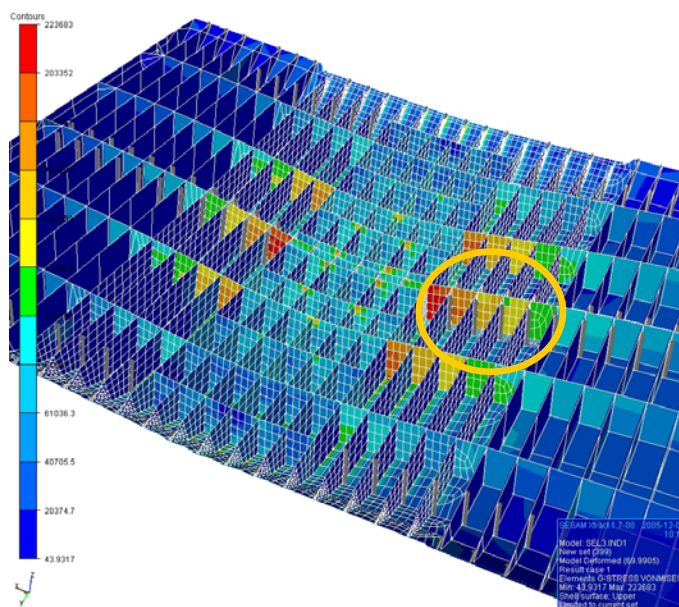
Slika 12-12 Gruba i fina mreža skladišnog prostora dvodijelnog spremnika (superelement 3)

Slika 12-13 prikazuje debljine konačnih elemenata i sam sedlasti oslonac u okolini rebra 85. Na slici su vidljiva povećanja debljina limova na pokrovu dvodna. Jedan dio pokrova dvodna nije prikazan kako bi se uočila i pojačanja uzdužnih nosača u dvodnu broda.

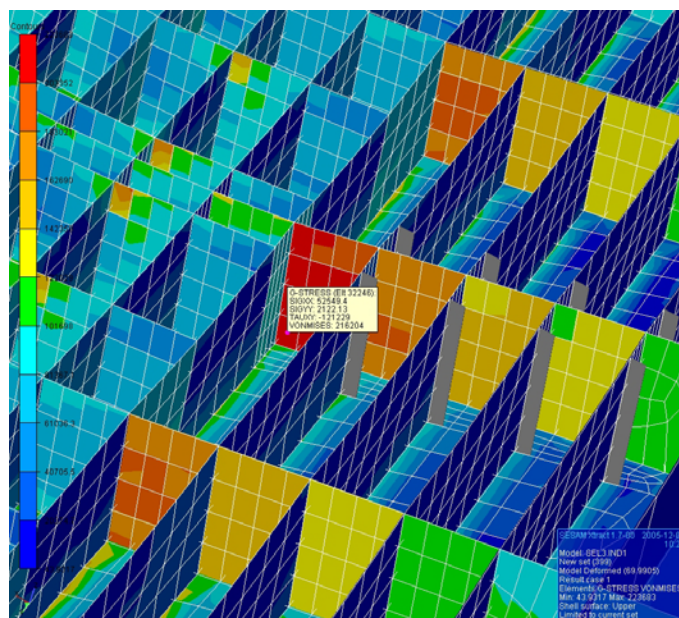


Slika 12-13 Detalj skladišnog prostora – sedlasti oslonac i elementi dvodna

Slika 12-14 prikazuje ukupna naprezanja von Misesa u uzdužnim nosačima dvodna za slučaj hidrostatskog opterećenja potpuno nakrcanog broda. Ista slika prikazuje i deformaciju dvodna. Vrijednost ukupnih naprezanja iznosi približno 220 N/mm^2 u tom slučaju, što je blisko vrijednosti vlačne čvrstoće standardnog brodograđevnog čelika. Narančastom kružnicom istaknuti su konačni elementi u kojima se pojavljuju najviša naprezanja, a slika 12-15 prikazuje ih detaljno.



Slika 12-14 Ukupna naprezanja u dvodnu – Superelement 3 – Najviša naprezanja pojavljuju se u elementima zaokruženim narančastom kružnicom (vidi uvećanje, slika 12-15)



Slika 12-15 Ukupna naprezanja u dvodnu – Superelement 3 – Element 32246

12.4.4 Analiza naprezanja globalnog modela za slučaj hidrodinamičkog opterećenja

Kako bi se izračunala vršna naprezanja uslijed hidrodinamičkog opterećenja očitane su vrijednosti ukupnih von Mises naprezanja u elementu 32246, na središnjem uzdužnom nosaču dvodna, neposredno uz oplatu dvodna. Prijenosne funkcije naprezanja von Misesa za taj element prikazane su u dodatku C na kraju ovog rada, posebno za realnu i imaginarnu komponentu naprezanja i posebno za brod u balastu i potpuno nakrcan brod. Na osnovi prijenosnih funkcija izračunata je dugoročna razdioba naprezanja pomoću SESAM modula POSTRESP. Pretpostavljena je jednaka vjerojatnost pojave svakog kuta nailaska vala na brod, te plovidba u otvorenom moru sjevernog Atlantika. Tablice 12-4 i 12-5 prikazuju očekivane vršne vrijednosti naprezanja von Misesa u elementu 32246 za povratno razdoblje od 1 do 100 godina za brod u balastu, odnosno potpuno nakrcan brod.

Tablica 12-4 Vršne vrijednosti ukupnog naprezanja, kN/m^2 – Element 32246 – Brod u balastu

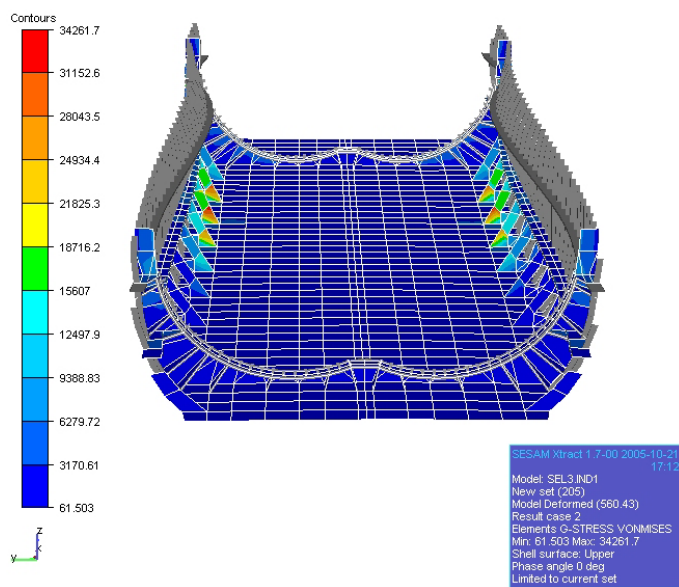
		Godina				
Kut nailaska vala		1	10	20	50	100
	0	46160	53480	55680	58610	60830
	15	35310	40910	42600	44830	46530
	30	21140	24450	25450	26770	27780
	45	17120	19830	20640	21730	22550
	60	20660	23930	24910	26220	27210
	75	18310	21200	22070	23230	24100
	90	20140	23270	24220	25470	26410
	105	83440	96560	100500	105800	109700
	120	88330	102400	106700	112300	116600
	135	210600	245000	255400	269100	279500
	150	152700	177100	184500	194200	201500
	165	247100	287600	299800	315900	328100
	180	181000	210700	219700	231500	240500
	195	247100	287600	299800	315900	328100
	210	152700	177100	184500	194200	201500
	225	210600	245000	255400	269100	279500
	240	88330	102400	106700	112300	116600
	255	83440	96560	100500	105800	109700
	270	20140	23270	24220	25470	26410
	285	18310	21200	22070	23230	24100
	300	20660	23930	24910	26220	27210
	315	17120	19830	20640	21730	22550
	330	21140	24450	25450	26770	27780
	345	35310	40910	42600	44830	46530
	Ukupno	202900	241900	253900	269900	282100

Tablica 12-5 Vršne vrijednosti ukupnog naprezanja kN/m^2 – Element 32246 – Potpuno nakrcan brod

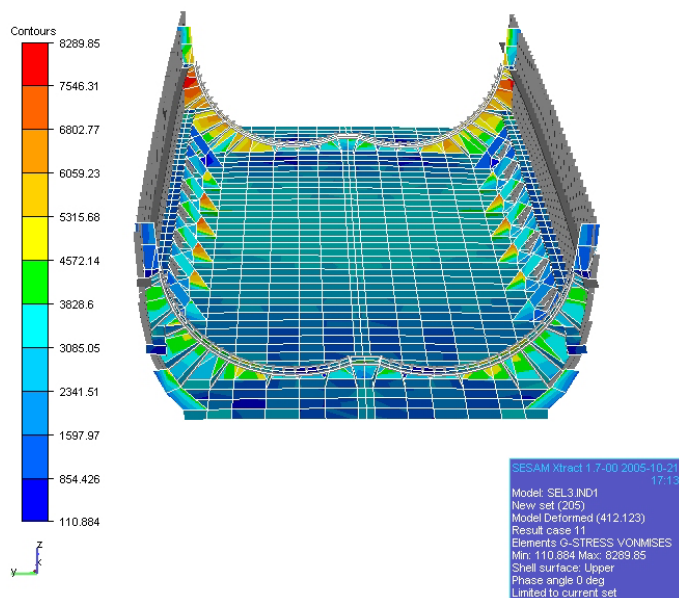
		Godina				
Kut nailaska vala		1	10	20	50	100
	0	110700	127800	133000	139900	145100
	15	114400	132100	137500	144600	149900
	30	123300	142400	148100	155800	161500
	45	157600	182000	189300	199100	206400
	60	216100	249000	258900	272000	281900
	75	299200	345400	359400	377800	391800
	90	294700	340600	354400	372700	386600
	105	194400	224900	234200	246400	255600
	120	147300	170300	177200	186300	193200
	135	144100	167100	174100	183300	190200
	150	165300	192200	200300	211000	219000
	165	189800	220900	230300	242700	252100
	180	206600	240600	250800	264300	274500
	195	189800	220900	230300	242700	252100
	210	165300	192200	200300	211000	219000
	225	144100	167100	174100	183300	190200
	240	147300	170300	177200	186300	193200
	255	194400	224900	234200	246400	255600
	270	294700	340600	354400	372700	386600
	285	299200	345400	359400	377800	391800
	300	216100	249000	258900	272000	281900
	315	157600	182000	189300	199100	206400
	330	123300	142400	148100	155800	161500
	345	114400	132100	137500	144600	149900
	Ukupno	259300	305200	319200	337800	352000

Za brod u balastu očekivana vršna vrijednost ukupnog von Mises naprezanja u elementu 32246 i za povratno razdoblje od 20 godina iznosi 253 N/mm^2 , a za potpuno nakrcan brod ta je vrijednost 319 N/mm^2 . Može se zaključiti kako su sedlasti oslonci i dio brodske konstrukcije koja ih podupire izloženi visokim vrijednostima naprezanjima. Ta je mjesta potrebno pažljivo modelirati i pažljivo analizirati kako bi se odredili pouzdan odziv i sigurnost konstrukcije na tim mjestima.

Slike 12-16 i 12-17 prikazuju deformacije i ekvivalentna naprezanja u središnjem dijelu teretnog prostora spremnika 2 za dva slučaja hidrodinamičkog opterećenja.



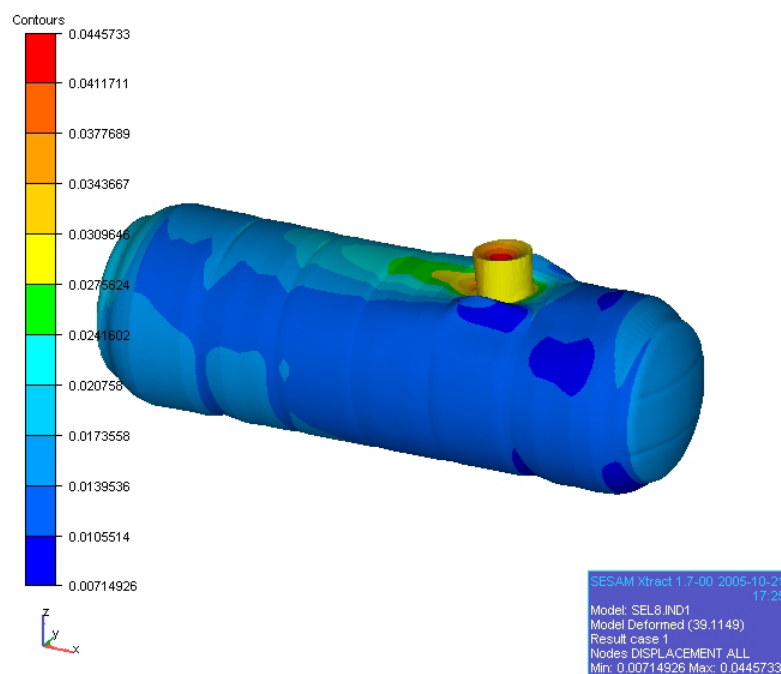
Slika 12-16 Deformacije i ekvivalentna naprezanja – Superelement 3 (dio) – LC 02 (kut nailaska valova 0° , dužina vala $0.5 L_{pp}$)



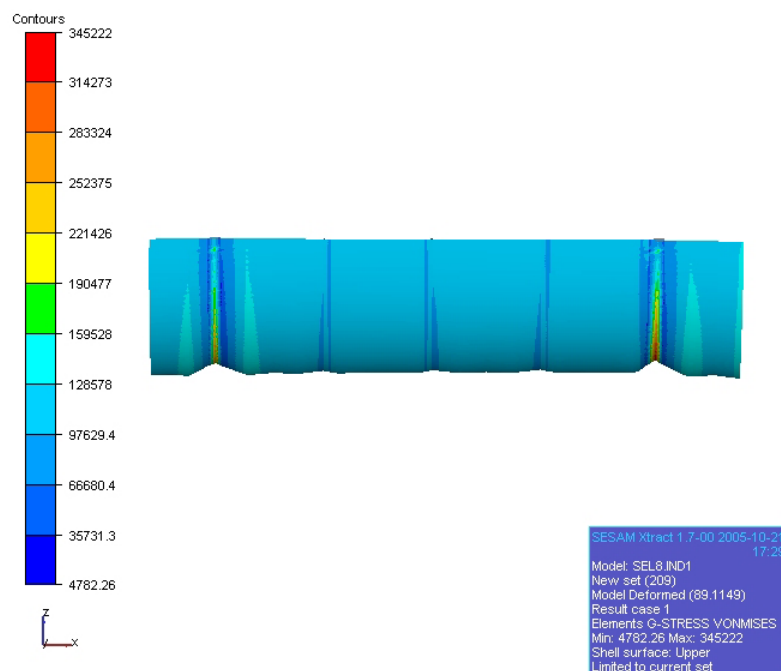
Slika 12-17 Deformacije i ekvivalentna naprezanja – Superelement 3 (dio) – LC 11 (kut nailaska valova 90° , dužina vala $2.5 L_{pp}$)

12.4.5 Deformacije i naprezanja spremnika uslijed hidrostatskog opterećenja

Slike 12-18 i 12-19 prikazuju deformacije i ekvivalentna naprezanja u spremniku 1 pod tlakom, uslijed hidrostatskog opterećenja broda (LC01). Na slici se dobro može uočiti deformacija ljuske. Pri tome je deformacija "kape" spremnika i njene okolice pretjerano izražena, kako bi se dobro vidjele deformacije spremnika u cjelini.



Slika 12-18 Deformacije i ekvivalentna naprezanja spremnika 1 – LC 01



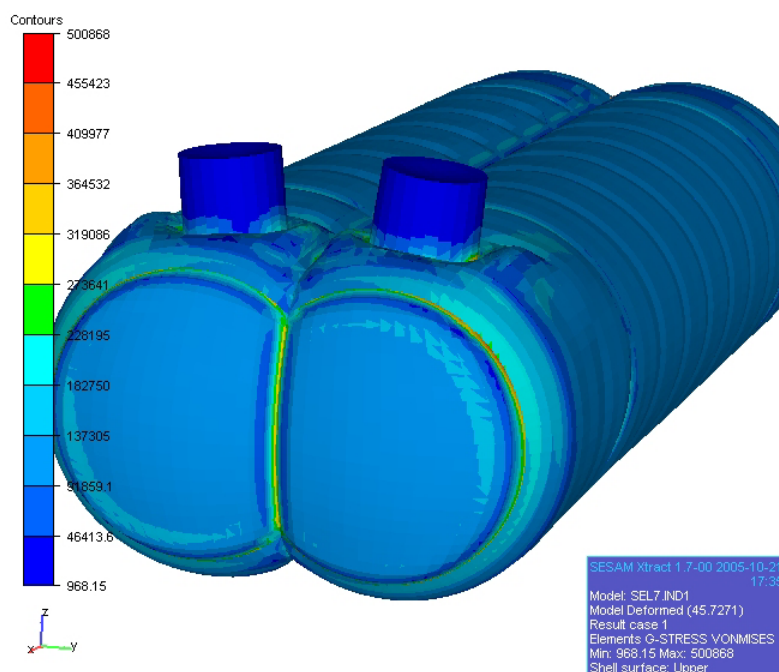
Slika 12-19 Deformacije i ekvivalentna naprezanja spremnika 1 – Oslonci - LC 01

Slika 12-20 prikazuje deformacije i ekvivalentna naprezanja spremnika 2 uslijed djelovanja unutarnjeg tlaka i hidrostatičkog slučaja opterećenja broda. Dobro je vidljiva deformacija cilindrične ljuske spremnika i djelovanje nosivog prstena i vakuumskih prstenova koji ukružuju konstrukciju.

Na slici se može uočiti nekoliko područja koncentracije naprezanja:

- na mjestu spoja torusne i sferične ljuske,
- na mjestu spoja dviju sfernih ljuski i uzdužne pregrade,
- na spoju "kapa" spremnika s cilindričnom ljuskom.

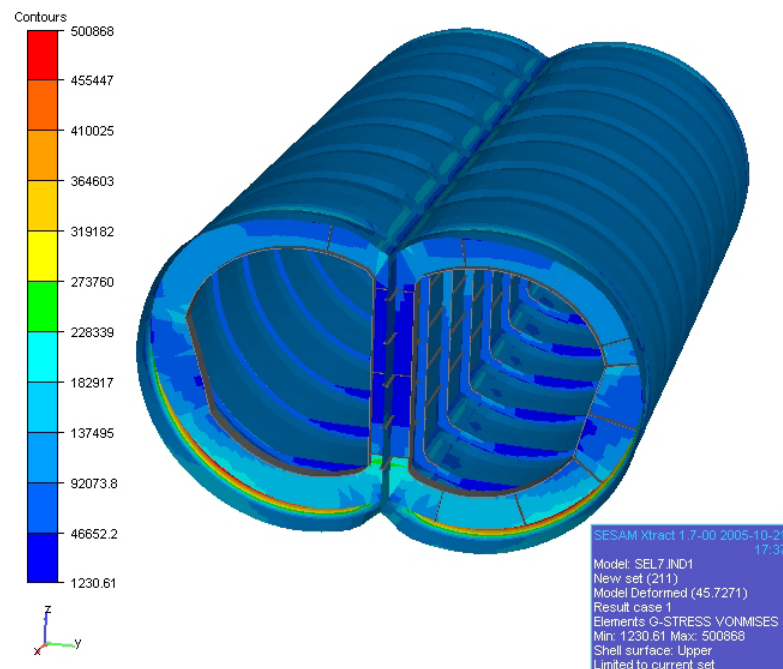
Do pojave koncentracije naprezanja dolazi iz više razloga. Koncentracija naprezanja na mjestu spoja torusne i sferične ljuske detaljno je analizirana u 10 poglavlju, a na mjestu Y-spoja ljuske i uzdužne pregrade u 11 poglavlju. U konkretnom slučaju (hidrostatičko opterećenje) koncentracija naprezanja na tim mjestima nije od primarnog interesa u ovoj analizi, pa je i mreža konačnih elemenata nedovoljno fina za točniju analizu tih naprezanja. Isto vrijedi i za problem koncentracije naprezanja u "kapama" spremnika.



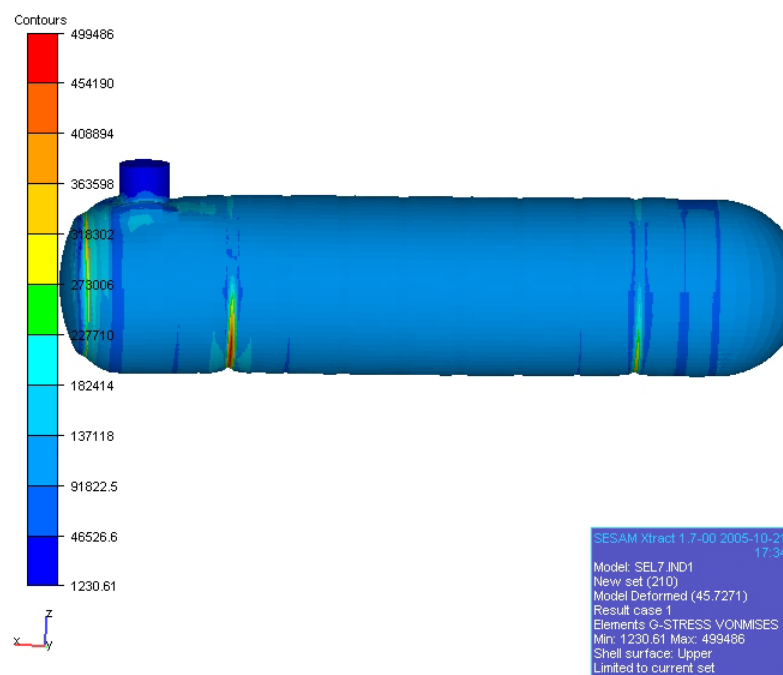
Slika 12-20 Deformacije i ekvivalentna naprezanja spremnika 2 – LC 01

Slika 12-21 prikazuje deformacije i ekvivalentna naprezanja spremnika 2 (detalj), te koncentraciju naprezanja u sedlastom osloncu (rebro 85). Mogu se uočiti visoke vrijednosti naprezanja, 500 N/mm^2 , što je približno jednako prekidnoj čvrstoći materijala od kojega je spremnik napravljen.

Slika 12-22 prikazuje deformacije i ekvivalentna naprezanja iz pogleda sa strane koji daje dobar uvid o načinu na koji se težina spremnika prenosi na sedlaste oslonce i brodsku konstrukciju.



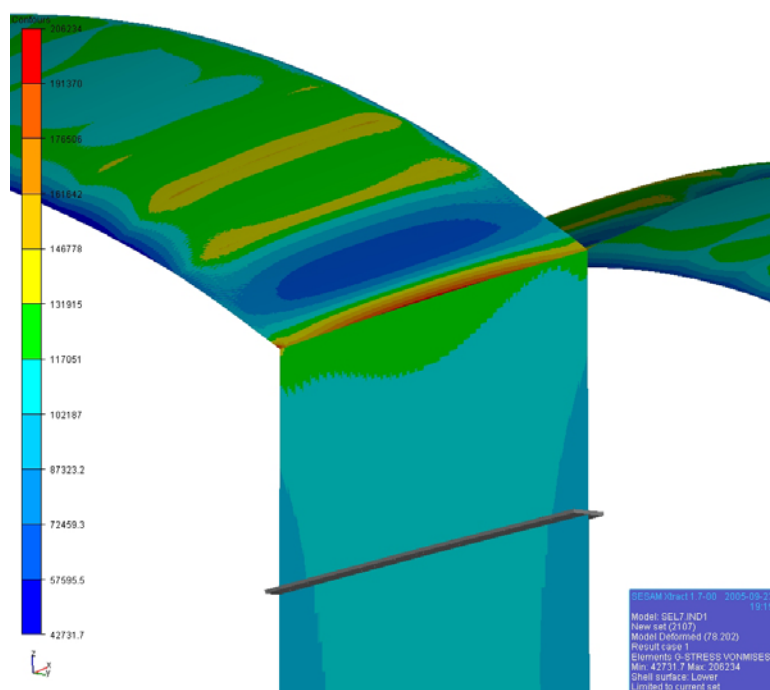
Slika 12-21 Deformacije i ekvivalentna naprezanja spremnika 2 – Detalj – LC 01



Slika 12-22 Deformacije i ekvivalentna naprezanja spremnika 2 – LC 01

12.5 Ukupna dinamička izdržljivost Y-spoja

Slika 12-23 prikazuje deformacije i koncentraciju ekvivalentnih naprezanja u Y-spoju plašta i uzdužne pregrade spremnika 2. Vrijednosti se odnose na donju površinu konačnih elemenata, koja odgovara površini unutarnje stjenke ljuške spremnika. Najviša vrijednost ekvivalentnih naprezanja u modelu je 200 N/mm^2 i približno odgovara analitički određenoj vrijednosti naprezanja na tom mjestu koje iznosi 183 N/mm^2 .



Slika 12-23 Ekvivalentna naprezanja u Y-spoju spremnika 2 – LC 01

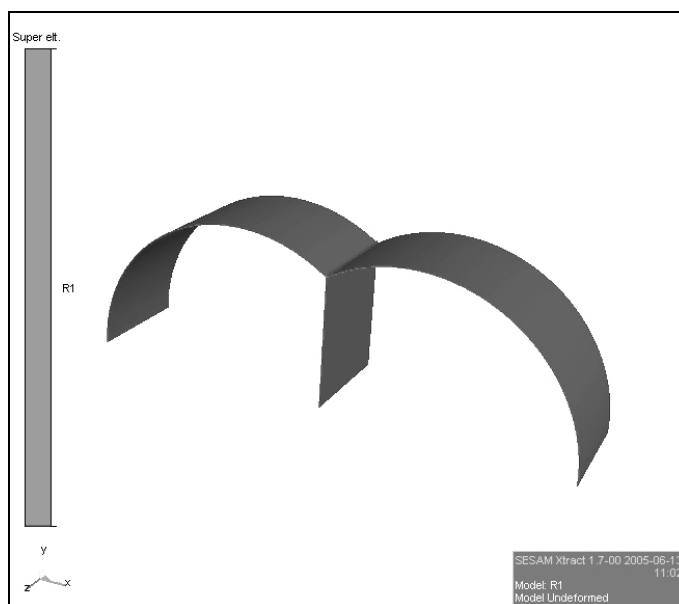
Za svaki od 790 slučajeva opterećenja, posebno za brod u balastu i potpuno nakrcan brod, odredit će se realna i imaginarna komponenta vrijednosti žarišnih glavnih naprezanja, koja su mjerodavna za određivanje zamornog oštećenja, na istom mjestu: zavareni Y-spoj u sredini raspona između vakuumskih prstenova 4 i 5 na spremniku 2. Na osnovi tih rezultata nastat će prijenosne krivulje koncentracije žarišnih glavnih naprezanja, koje prikazuju ovisnost naprezanja o kutu nailaska vala na brod i samoj valnoj duljini.

Utjecaj različitih vrijednosti ekscentriciteta Y-spoja na rezultirajuća naprezanja uzet će se u obzir množenjem rezultata dobivenih za savršeni Y-spoj s odgovarajućim faktorom koncentracije naprezanja.

12.5.1 Određivanje faktora koncentracije naprezanja

Faktor koncentracije naprezanja na mjestu Y-spoja ovisi o vrijednosti ekscentriciteta e , slika 11-1. Kako bi se odredila vrijednost žarišnih i zarezni glavnih naprezanja niz modela

konačnih elemenata s različitim vrijednostima ekscentriciteta, od $e = 0$ do $e = 20$ mm u koracima od 2 mm, ukupno 11 modela. Slika 12-24 prikazuje model sa savršenim Y-spojem, $e = 0$ mm.



Slika 12-24 Model dijela dvodijelnog spremnika – savršeni Y-spoj

U uzdužnom smjeru (os z) dužina svih modela odgovara razmaku između dva susjedna vakuumska prstena. U poprečnom smjeru modeli obuhvaćaju gornju polovicu dvodijelnog spremnika. Modeli se sastoje od približno 180 tisuća volumnih konačnih elemenata s 8 ili 6 čvorova i tri stupnja slobode po čvoru. Zavareni spoj modeliran je prema planu zavarivanja, ne uzimajući u obzir postojanje zareza u vrhovima zavora.

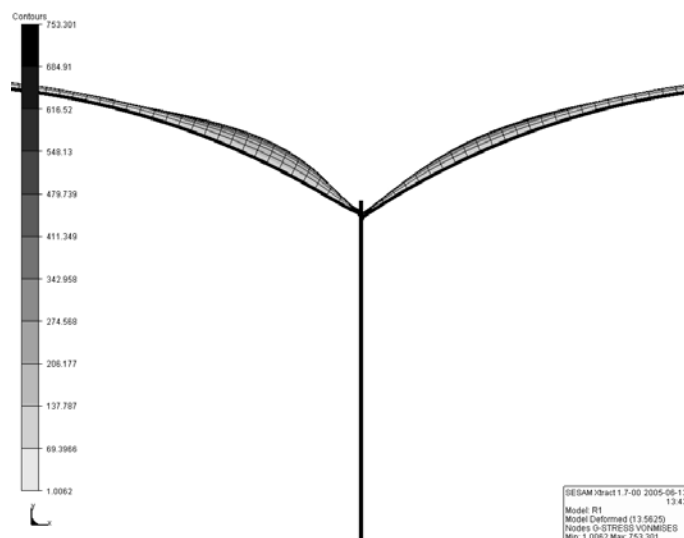
Modeli su opterećeni unutarnjim tlakom od 5 bara = 0.5 N/mm^2 i uzdužnim membranskim naprezanjem koje odgovara analitički određenoj vrijednosti:

$$\sigma_m = \frac{pR}{2t_c} = \frac{0.5 \cdot 4.75}{2 \cdot 17.2} = 69.04 \text{ N/mm}^2$$

gdje su: p unutarnji tlak, R polumjer cilindra i t_c debljina cilindrične stijenke.

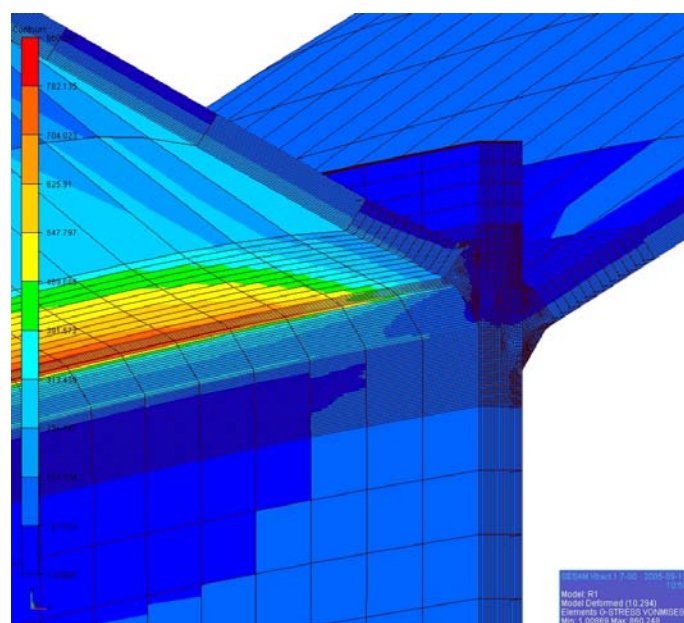
Rubni uvjeti postavljeni su tako da zadovolje uvjet simetričnosti naprezanja. Model je upet u ravnini $z = 0$. U ravnini $y = 0$ spriječeni su pomaci u smjeru osi Y , ali se model može slobodno pomicati u smjeru osi x i z . U ravnini $z = l$, gdje je l razmak između vakuumskih prstenova dopušteni su pomaci u smjeru osi z , a ostali spriječeni.

Slika 12-25 prikazuje deformaciju modela u poprečnoj ravnini. Cilindrična ljuska se izrazito deformira, a ekscentricitet Y-spoja ($e = 14$ mm) uzrokuje asimetričnost deformacije.



Slika 12-25 Deformacija cilindrične ljuske u poprečnoj ravnini ($e = 14 \text{ mm}$)

Slika 12-26 prikazuje detalj deformiranog Y-spoja ($e = 14 \text{ mm}$), uz prikaz vrijednosti naprezanja von Misesa. Najviša vrijednost naprezanja pojavljuje se uz vrh zavarenog spoja, na unutarnjoj površini modela. Na istoj slici jasno se vidi geometrija zavarenog spoja.

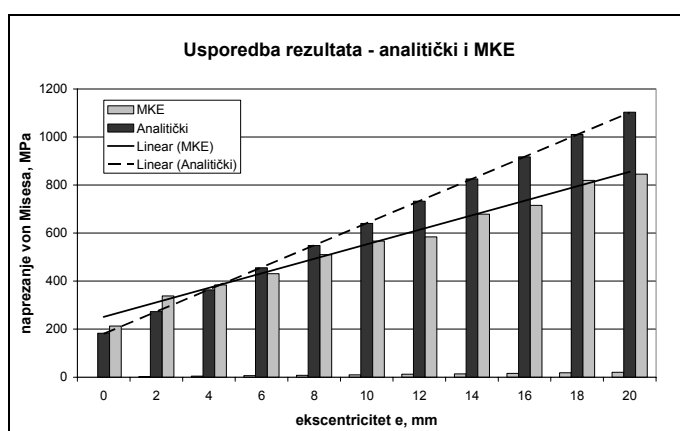


Slika 12-26 Deformacije i naprezanja Y-spoja ($e = 14 \text{ mm}$)

Za sve modele vrijednost naprezanja von Misesa određene su analitički i metodom konačnih elemenata (MKE). Žarišna naprezanja von Misesa u vrhu zavora određena su pomoću vrijednosti naprezanja u čvorovima elemenata udaljenih $0.5t_c$ i $1.5t_c$ od vrha zavora, na mjestu najveće koncentracije naprezanja tj. na uzdužnoj sredini modela. Izračunate vrijednosti prikazane su tablicom 12-6, a grafička usporedba tih rezultata slikom 12-27.

Tablica 12-6 Žarišna naprezanja von Misesa određena MKE i analitički, N/mm² [81]

	Ekscentricitet	σ_{vMt} MKE	σ_{vMt} Analitički
Model 0	0 mm	213	183.34
Model 1	2 mm	338	272.74
Model 2	4 mm	384	363.84
Model 3	6 mm	431	455.63
Model 4	8 mm	510	547.75
Model 5	10 mm	567	640.06
Model 6	12 mm	584	732.50
Model 7	14 mm	679	825.01
Model 8	16 mm	715	917.58
Model 9	18 mm	819	1010.19
Model 10	20 mm	845	1102.83



Slika 12-27 Žarišna naprezanja von Misesa određena MKE i analitički, N/mm² [81]

Za zamor materijala mjerodavna su glavna naprezanja. Žarišna glavna naprezanja određena su na sličan način kao i žarišna naprezanja von Misesa, pomoću vrijednosti glavnih naprezanja u čvorovima elemenata udaljenih $0.5t_c$ i $1.5t_c$ od vrha zavora. Konačno, zarezna glavna naprezanja određena su množenjem žarišnih naprezanja s faktorom korekcije sukladno pravilima [DNV, 2004], tj.:

$$\sigma_{\text{zarezno}} = 1.5 \cdot \sigma_{\text{žarišno}}$$

Vrijednosti izračunatih zarezni naprezanja, kao i faktora koncentracije zarezni naprezanja, prikazani su tablicom 12-5 u poglavlju 12.5.4.

12.5.2 Prijenosne funkcije zareznog napreznja

Za svaki pojedini slučaj hidrodinamičkog opterećenja, odnosno svaku kombinaciju valne dužine, kuta nailaska broda na val i stanja krcanja broda, očitane su vrijednosti glavnih napreznja, posebno za realnu i imaginarnu komponentu.

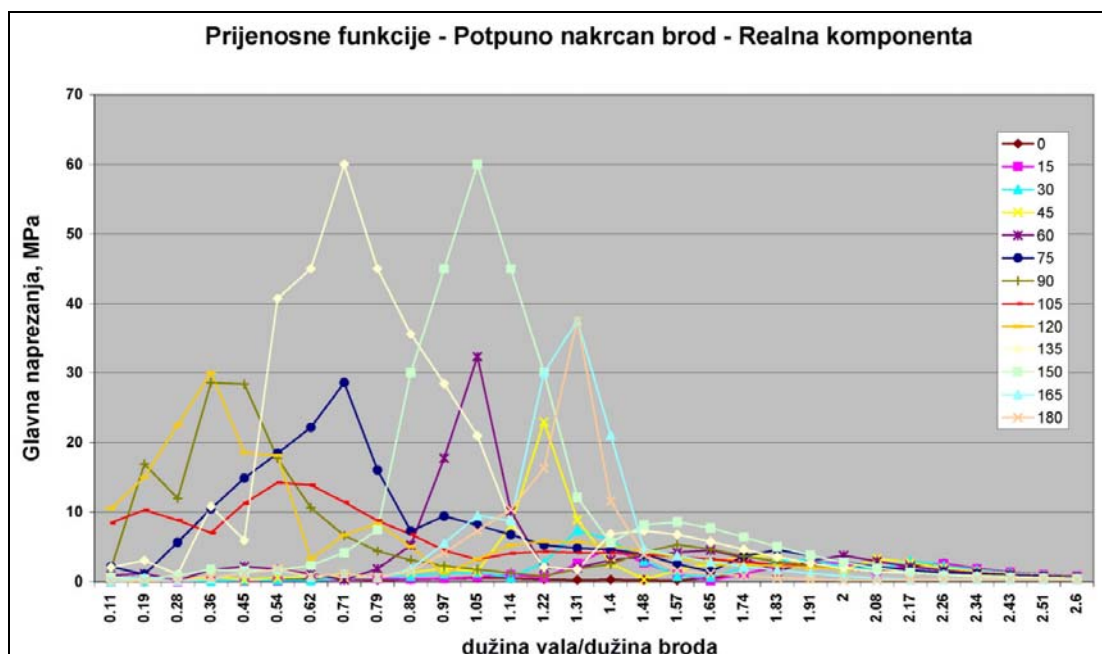
Očitane su vrijednosti glavnih žarišnih napreznja u elementu 13292 superelementa 7 (dvodjelni spremnik) i to najveće vrijednosti glavnih napreznja bez obzira na vektor smjera, tj.

$$\sigma = \text{ABS}(\text{MAX}(P_1, P_2))$$

gdje su P_1 i P_2 glavna napreznja.

Ekstrapolacija napreznja do mjesta Y-spoja nije provedena zbog sličnih vrijednosti napreznja u susjednim konačnim elementima za sve slučajeve opterećenja, odnosno malog gradijenta promjene napreznja u okolini elementa 13292. Stoga se može pretpostaviti da je razlika između očitane i ekstrapolirane vrijednosti minimalna, kao i pri tome počinjena greška. Zarezna glavna napreznja dobivena su množenjem žarišnih napreznja s faktorom korekcije prema [40], a koji iznosi 1.5.

Slika 12-28 prikazuje jedan od četiri grafikona (u dodatku C) koji prikazuju rezultirajuće prijenosne funkcije glavnih zareznih napreznja, onaj za potpuno nakrcan brod i realnu komponentu napreznja, za različite kutove nailaska broda na val u odnosu prema valnoj dužini.



Slika 12-28 Prijenosne funkcije zareznog napreznja u Y-spoju, $e = 0$ mm

Na osnovi poznatih prijenosnih funkcija moguće je odrediti vrijednost visokocikličkog zamora Y-spoja postupkom opisanim u poglavljima 5 i 6 ovoga rada.

12.5.3 Visokocikličko zamorno oštećenje

Dugoročna razdioba glavnih zarezni naprezanja izračunata je pomoću SESAM modula POSTRESP (Interactive Postprocessor for General Response Analysis) i aproksimirana Weibullovom razdiobom. Parametri Weibullove razdiobe za naprezanja u savršenom Y-spoju ($e = 0$ mm) prikazani su u tablici 12-7, posebno za brod u balastu i potpuno nakrcan brod.

Pri tome su:

- q , parametar mjerila Weibullove razdiobe,
- h , parametar oblika Weibullove razdiobe,
- T_0 , nulti valni period dugoročne razdiobe,
- e , ekscentricitet Y-spoja,
- LC03 i LC05, stanje krcanja brod u balastu i potpuno nakrcani brod,
- $K_{scf,e}$ - faktor koncentracije naprezanja za vrijednost ekscentriciteta e ,
- $K_{scf,0}$ - faktor koncentracije naprezanja za vrijednost ekscentriciteta $e = 0$ mm,

Vrijednost koncentracije naprezanja u Y-spoju mijenja se ovisno o faktoru koncentracije naprezanja (tablica 12-5, poglavlje 12.5.4). U tom slučaju mijenja se i vrijednost parametra oblika Weibullove razdiobe kojeg valja pomnožiti s omjerom faktora koncentracije naprezanja za model s nesavršenim i savršenim Y-spojem. Drugim riječima, parametar oblika Weibullove razdiobe bit će uvećan proporcionalno relativnom povećanje faktora koncentracije naprezanja modela nesavršenog u odnosu na model savršenog Y-spoja. Rezultate svih vrijednosti parametara Weibullove razdiobe prikazani su tablicom 12-8.

Tablica 12-7 Parametri Weibullove razdiobe

e	Kscf,e mm/ Kscf, 0 mm	q	h	T0	q	h	T0
		LC03			LC05		
0 mm	1.000	3.354	0.7893	8.667	8.473	0.798	8.744
2 mm	1.271	4.26325741	0.7893	8.667	10.77	0.798	8.745
4 mm	1.442	4.83723357	0.7893	8.667	12.22	0.798	8.744
6 mm	1.617	5.42308509	0.7893	8.667	13.7	0.798	8.745
8 mm	1.947	6.53145285	0.7893	8.667	16.5	0.798	8.745
10 mm	2.131	7.14897203	0.7893	8.667	18.06	0.798	8.744
12 mm	2.192	7.3508533	0.7893	8.667	18.57	0.798	8.745
14 mm	2.562	8.59380857	0.7893	8.667	21.71	0.798	8.745
16 mm	2.697	9.04507258	0.7893	8.667	22.85	0.798	8.744
18 mm	3.109	10.4265738	0.7893	8.667	26.34	0.798	8.745
20 mm	3.208	10.7590841	0.7893	8.667	27.18	0.798	8.745

Vrijednost zamornog oštećenja izračunata je prema [40] izrazom:

$$D = \frac{T_d}{T_0 \cdot \bar{a}} p_n q_n^m \Gamma \left(1 + \frac{m}{h_n} \right)$$

gdje su:

- D , vrijednost zamornog oštećenja,
- p , udio vremena u službi za pojedino stanje krcanja,
- T_d , ukupni očekivani životni vijek broda (= 25 godina),
- m i \bar{a} parametri SN krivulje, DNV S-N Ib, za zavarene spojeve,

- $\Gamma(\)$, Gamma razdioba

a indeks n odnosi se na pojedino od dva stanja krcanja broda.

Izračunate vrijednosti zamornog oštećenja i očekivani životni vijek (trajnost) strukturnog detalja u godinama prikazani su tablicom 12-8.

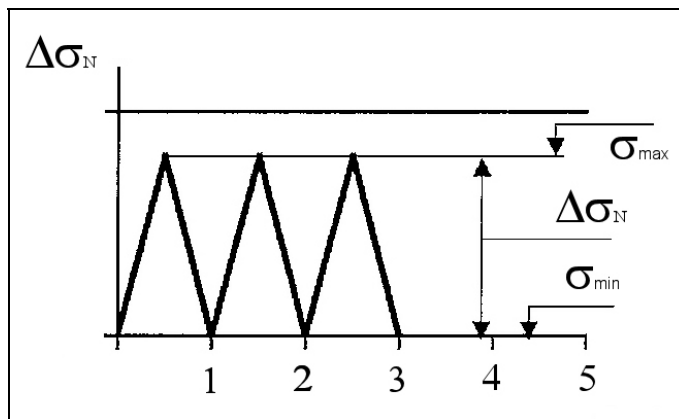
Tablica 12-8 Ukupno zamorno oštećenje Y-spoja

e	LC03	LC05	Ukupno oštećenje	Trajnost u godinama
0 mm	0.005	0.064	0.069	362.617
2 mm	0.010	0.132	0.142	176.587
4 mm	0.014	0.192	0.207	120.878
6 mm	0.020	0.271	0.291	85.792
8 mm	0.035	0.474	0.509	49.108
10 mm	0.046	0.621	0.668	37.446
12 mm	0.050	0.675	0.726	34.449
14 mm	0.081	1.079	1.160	21.559
16 mm	0.094	1.258	1.352	18.489
18 mm	0.144	1.927	2.071	12.071
20 mm	0.158	2.117	2.276	10.986

Prema rezultatima u tablici 12-8 vidljivo je kako visokocikličko opterećenje nema veliki utjecaj na ukupno zamorno oštećenje Y-spoja. Tek vrlo visoke vrijednosti ekscentriciteta (jednake i veće od $e = 14\text{mm}$) mogu očekivani životni smanjiti na vrijednost manju od 25 godina. Također, može se uočiti da je razina zamornog oštećenja znatno veća za potpuno nakrcani brod nego za brod u balastu, što je i očekivano zbog znatno većih naprezanja u ispunjenom spremniku. Zamorno oštećenje uslijed plovidbe u balastu praktički je zanemarivo.

12.5.4 Niskocikličko zamorno oštećenje

Tijekom službe spremnici na brodovima za ukapljeni plin pune se na odlaznom i prazne na dolaznom terminalu. Pri tome tlak u spremnicima oscilira između približno 0 bara kada je spremnik prazan i projektnog tlaka, koji iznosi 5 bara u promatranom slučaju. Uslijed toga naprezanja rastu najprije do svoje najveće statičke vrijednosti¹⁰, ostaju postojana tijekom plovidbe i zatim se vraćaju na najmanju vrijednost nakon iskrcavanja tereta. Periodična izmjena nazivnih naprezanja odvija se u ciklusima kako je to prikazano slikom 12-29. Jedan takav ciklus traje približno 5 dana, te ga možemo smatrati niskocikličkim opterećenjem spremnika.



Slika 12-29 Ciklusi krcanja i pražnjenja spremnika

Lokalna naprezanja ne slijede stabilan uzorak sa slike 12-29. Na mjestima zareza u vrhovima zavarenih spojeva i na drugim mjestima visoke koncentracije naprezanja može doći do pojave niskocikličkog zamornog oštećenja. Količina oštećenja izravno ovisi o vrijednosti zarezni naprezanja i deformacija i može se dovoljnom točnošću odrediti Neuberovim pravilom [92], kako je to opisano u poglavlju 8. Odnos raspona lokalnih deformacija i naprezanja opisuju Ramberg-Osgood jednadžba:

$$\frac{\Delta \varepsilon_{\text{lokalno}}}{2} = \left(\frac{\Delta \sigma_{\text{lokalno}}}{2E'} \right) + \left(\frac{\Delta \sigma_{\text{lokalno}}}{2K'} \right)^{1/n'} \quad (12.1)$$

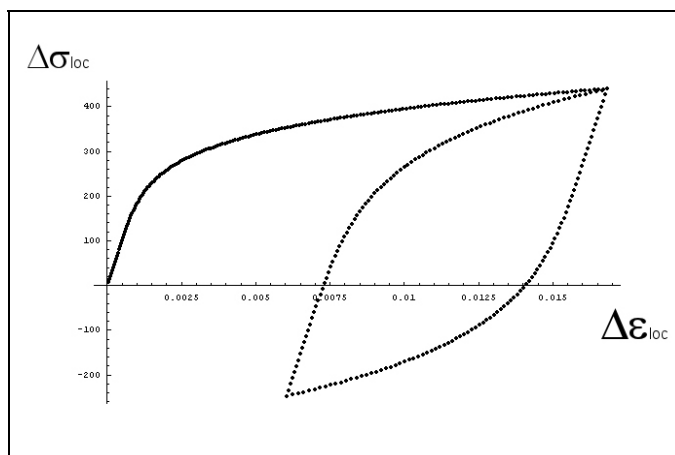
gdje su: $\varepsilon_{\text{lokalno}}$ i σ_{lokalno} zarezna deformacija i zarezno naprezanje, E' stabilni ciklički Youngov modul elastičnosti, K' koeficijent zamorne čvrstoće i n' eksponent očvršćenja materijala. Neuberovo pravilo stavlja u odnos globalna i lokalna naprezanja:

$$\Delta \sigma_{\text{lokalno}} \cdot \Delta \varepsilon_{\text{lokalno}} = \frac{(K_T^2 \cdot \Delta \sigma_{\text{globalno}})}{E} \quad (12.2)$$

gdje su: σ_{globalno} nazivna naprezanje, a K_T^2 faktor koncentracije zareznog naprezanja. Otuda, za zadani raspon nazivnih naprezanja presjecište krivulja (12.1) i (12.2) daje skup točaka koji formira petlju histereze, odnosno određuje međuovisnost zarezni naprezanja i deformacija. Slika 12-30

¹⁰ Oscilirajuća komponenta dinamičkih naprezanja u spremniku uslijed njihanja broda na valovitom moru razmotrena je zasebno u prethodnim poglavljima.

prikazuje jednu od ukupno jedanaest izračunatih petlja histereze, onu za vrijednost ekscentriciteta Y-spoja $e = 20$ mm.



Slika 12-30 Ovisnost zarezni napreznja i deformacija, $e = 20$ mm

Vrijednosti raspona zarezni deformacija svih modela nalaze se u tablici 12-10. Na osnovi tih vrijednosti može se izračunati životni vijek strukturnog detalja [82]:

$$\frac{\Delta \varepsilon_{\text{lokalno}}}{2} = \left(\frac{\sigma'_f - \sigma_{\text{srednje}}}{E} \right) (2N_f)^b + \varepsilon'_f (2N_f)^c$$

gdje su: σ'_f koeficijent zamorne čvrstoće, σ_{srednje} srednja vrijednost nazivnog napreznja, ε'_f koeficijent zamorne rastegljivosti (žilavosti), b eksponent zamorne čvrstoće, c eksponent zamorne rastegljivosti (žilavosti) i E Youngov modul elastičnosti.

Zamorna svojstva materijala od kojih je spremnik izgrađen nisu dostupna, pa su odabrana svojstva standardnog strukturnog čelika SAE1020 sa sljedećim svojstvima: $E = 2.05 \cdot 10^5 \text{ N/mm}^2$, $K' = 941 \text{ N/mm}^2$, $n' = 0.18$, $\sigma'_f = 815 \text{ N/mm}^2$, $\varepsilon'_f = 0.25$, $b = -0.114$ $c = -0.53$ [80]. Kako je materijal spremnika čelik visoke čvrstoće pogreška kod određivanja životnog vijeka nalazit će se na strani sigurnosti. Rezultati proračuna prikazani su tablicom 12-10.

Tablica 12-9 Niskocikličko zamorno oštećenja Y-spoja

Ekscentricitet e , mm	Žarišna glavna napreznja, N/mm^2	Faktor koncentracije zarezni napreznja	Raspon zarezni napreznja $\Delta \varepsilon_{\text{loc}}$, mm	Očekivani životni vijek, godina
0	307	2.51	0.002309	50.8
2	389.5	3.19	0.00512	11.9
4	442	3.62	0.00633	7.2
6	496	4.06	0.007718	4.6
8	597.5	4.89	0.010254	2.3
10	654	5.35	0.012287	1.7
12	672.5	5.50	0.012906	1.5
14	786	6.43	0.016685	0.9
16	828	6.77	0.018181	0.7
18	953	7.80	0.022851	0.5
20	984.5	8.05	0.024119	0.4

Očit je značajan utjecaj vrijednosti ekscentriciteta na očekivani životni vijek promatranog strukturnog detalja. Premda je razumno očekivati duži životni vijek u stvarnosti, zbog bitno boljih značajki kvalitetnog čelika visoke čvrstoće od kojih su izrađeni spremnici od onih pretpostavljenih u ovom radu, može se pretpostaviti da kritična vrijednost ekscentriciteta i tada neće biti bitno veća od one procijenjene u 11. poglavlju ($e = 7 \text{ mm}$).

Nemogućnost poznavanja stvarnih zamornih značajki materijala predstavlja veliki problem u analizi niskocikličkog zamora [8]. Poznavanjem tih karakteristika moglo bi se na jednostavan način dobiti dobru procjenu stvarnog životnog vijeka detalja, tim više što je za pretpostaviti kako slični čelici različitih proizvođača imaju slične karakteristike. U nedostatku tih podataka potrebno je poslužiti se nekom drugom metodom, kao što je npr. gore opisana metoda pseudoelastičnih naprezanja.

13. PRIMJER 4 – SANACIJA EKSCENTRICITETA SPOJA HEMISFERIČNE LJUSKE

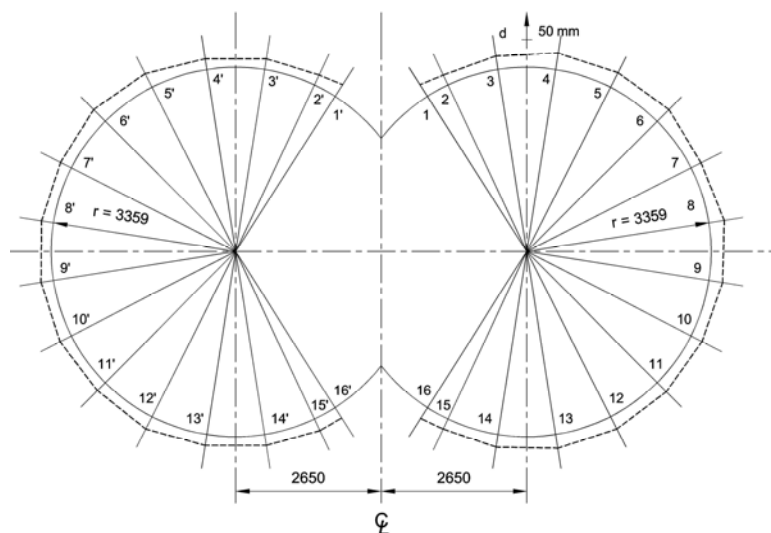
13.1 Značajke dvodijelnog spremnika

Analiza je provedena za dvodijelni spremnik na LPG brodu kapaciteta 6500 m³. Brod sadrži po jedan cilindrični i jedan dvodijelni spremnik. Osnovni podaci o brodu, te prikaz i izmjere spremnika prikazani su u dodatku B ovog rada. Tamo su prikazana i osnovna svojstva materijala, te vrijednosti dopuštenih naprezanja.

13.2 Analiza nesavršenosti spoja hemisferične ljuske

Provjerom točnosti geometrije na hemisferičnim čelima dvodijelnog spremnika uočeno je značajno odstupanje od idealnog oblika. Odstupanja su nastala uslijed nesavršenosti proizvodnog procesa na mjestu cirkularnog zavarenog spoja. Odstupanja su izmjerena i u meridijalnom smislu (okomito na ravninu poprečnog presjeka spremnika) i u cirkularnom smislu (po dužini cirkularnog zavarenog spoja).

Odstupanja su najprije mjerena u meridijalnom smislu, uokolo zavarenog spoja u šesnaest meridijalnih ravnina na svakom čelu spremnika, a kako je prikazano slikom 13-1. Ista slika shematski prikazuje i vrijednost odstupanja d na mjestu zavarenog spoja, a u tablici 13-1 nalaze se brojčane vrijednosti tih odstupanja.

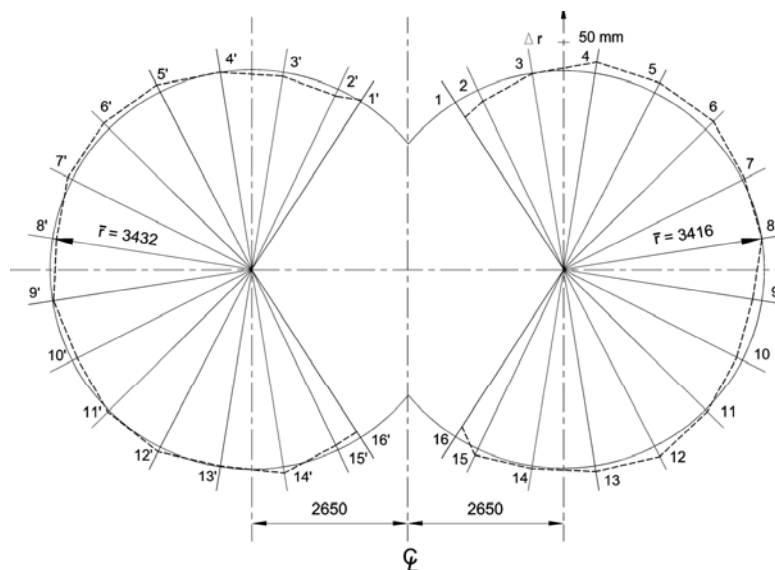


Slika 13-1 Odstupanje od idealnog oblika u meridijalnom smislu, d [87]

Zatim su obavljena mjerenja u ravnini poprečnog presjeka spremnika. Pri tome su mjerena odstupanja vrijednosti polumjera presjeka od njegove idealne vrijednosti, slika 13-2. Brojčane vrijednosti tih odstupanja prikazane su u tablici 13-1 pri čemu je $\Delta r_i = r_i - \bar{r}$, a srednja vrijednost odstupanja prema:

$$\bar{r} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n r_i$$

Mjerenja u meridijalnom smislu ukazuju na formiranje konusnog spoja dvaju segmenata. Uočeno maksimalno meridijalno odstupanje iznosi $d = 30$ mm. Takvo odstupanje formira kut od približno 11.6° među konusnim ljuskama i uzrokuje značajnu koncentraciju naprezanja.



Slika 13-2 Odstupanje od idealnog oblika u ravni poprečnog presjeka, Δr

Tablica 13-1 Vrijednosti odstupanja d i Δr

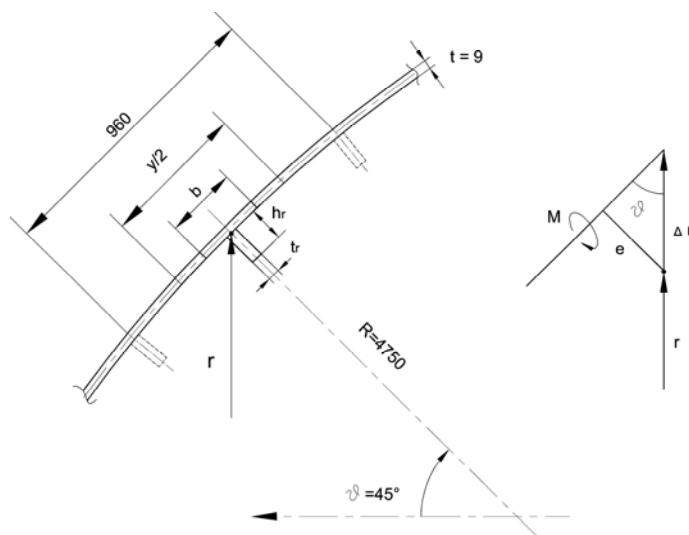
Strana spremnika	Točka	d [mm]	Δr [mm]
Desna $\bar{r} = 3416$ mm	1	25	-31
	2	20	-21
	3	25	-1
	4	30	19
	5	30	19
	6	30	19
	7	20	4
	8	28	0
	9	25	-16
	10	22	-11
	11	23	4
	12	25	19
	13	25	9
	14	23	4
	15	21	11
	16	23	-21
Lijeva $\bar{r} = 3432$ mm	1'	25	3
	2'	20	-12
	3'	20	-7
	4'	20	0
	5'	28	13
	6'	30	13
	7'	22	8
	8'	22	-7
	9'	23	-2
	10'	23	-10
	11'	20	3
	12'	25	8
	13'	20	-2
	14'	20	10
	15'	23	-9
	16'	22	-12

Srednja vrijednost promjene polumjera sfere u ravnini poprečnog presjeka varira od -31 do +19 mm. Kao posljedica te varijacije cirkularna membranska sila uzrokuje pojavu momenta savijanja u membranskoj ljusci.

Složenost problema očituje se u istovremenom odstupanju od idealne geometrije i u meridijalnom i cirkularnom smislu, odnosno pojave složenog trodimenzionalnog polja deformacija u zoni spoja segmenata ljuske. Problem se stoga razmatra zasebno za deformacije u meridijalnom i cirkularnom smislu.

13.3 Pojačanje poprečnog presjeka

Tanka hemisferična ljuska čela spremnika dimenzionirana je tako da je izložena membranskim naprezanjima i ne može preuzeti savojna naprezanja koja se pojavljuju uslijed varijacije njenog polumjera u ravnini poprečnog presjeka. Stoga ljusku treba ukrutiti prstenom u blizini zavarenog spoja, slika 13-3.



Slika 13-3 Pojačanje ljuske prstenovima

Na slici 13-3 je prikazan središnji prsten, namijenjen pojačanju ljuske duž cirkularnog zavarenog spoja. Također, ucrtani su i vanjski prstenovi, međusobno razmaknuti 960mm, o kojima će biti riječi dalje u tekstu. Proračun visine i širine prstena (trake) za ukrutjenje obavljen je kako slijedi.

Membranska i cirkularna naprezanja u ljusci iznose:

$$\sigma_1^0 = \sigma_2^0 = \sigma_0 = \frac{pR}{2h} = \frac{0.62 \cdot 4750}{2 \cdot 9} = 164 \text{ N/mm}^2$$

Membranska sila u području prstena za ukrutjenje iznosi približno:

$$N = \frac{y}{2} b \sigma_2^0 = 480 \cdot 9 \cdot 164 = 7.085 \cdot 10^5 \text{ N}$$

gdje je $y/2$ polovica udaljenosti između vanjskih prstenova za ukrućenje, a b debljina stjenke ljuske. Vrijednost ekscentriciteta u smjeru normale ljuske, slika 13-3, iznosi:

$$e = \Delta r \sin \vartheta = -21 \cdot 0.707 = -15 \text{ mm}$$

Vrijednost momenta savijanja otuda je približno:

$$M = N|e| = 1.05 \cdot 10^7 \text{ Nmm}$$

Gornja pretpostavka vrijedi za deformaciju ljuske (izvan idealnog oblika) kratke dužine i male vrijednosti lokalnog progiba, kada se ponaša ekvivalentno gredi s inicijalnim otklonom na sredini dužine. Točnost ove pretpostavke istražena je u radu [Senjanović, 2005], gdje je zaključeno da daje rezultate na strani sigurnosti.

Dodavanjem prstena za ukrućenje ljuska s njime tvori ekvivalentni T nosač. Efektivna širina tog nosača prema pravilima GL iznosi:

$$b = 2 \cdot 0.78 \sqrt{Rt} = 1.56 \sqrt{4750 \cdot 9} = 323 \text{ mm}$$

Ostale dimenzije nosača prikazane su tablicom 13-2.

Tablica 13-2 Dimenzije ekvivalentnog T nosača

Visina struka	$h_r = 85 \text{ mm}$	Površina poprečnog presjeka	$A = 4.61 \cdot 10^3 \text{ mm}^2$
Debljina struka	$t_r = 20 \text{ mm}$	Moment inercije	$I = 3.41 \cdot 10^6 \text{ mm}^4$
Širina pojasa	$b = 323 \text{ mm}$	Najveća udaljenost od neutralne osi	$z = 72.2 \text{ mm}$
Debljina pojasa	$t = 9 \text{ mm}$	Moment otpora	$W = 4.73 \cdot 10^4 \text{ mm}^3$

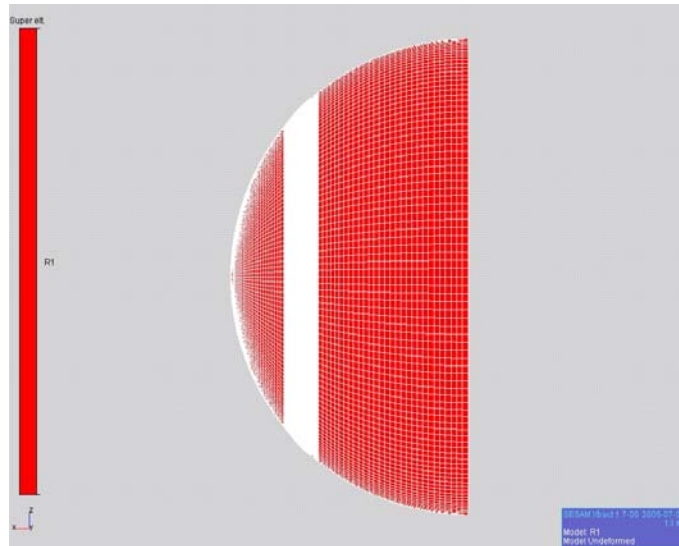
Najveća vrijednost savojnog naprezanja u nosaču jest:

$$\sigma = \frac{M}{W} = \frac{1.05 \cdot 10^7}{4.73 \cdot 10^4} = 222 \text{ N/mm}^2$$

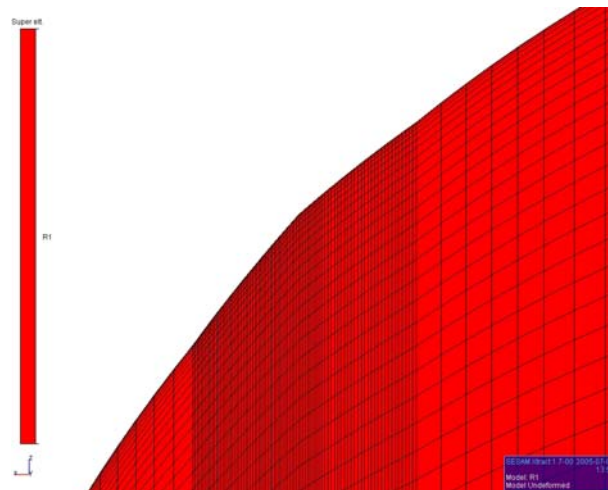
pojavljuje se na unutarnjem obodu prstena i manja je od vrijednosti ukupno dopuštenog naprezanja $\sigma_{at} = 308 \text{ N/mm}^2$. Iz praktičnih razloga prsten valja zavariti u ravnini poprečnog presjeka hemisferičnog čela spremnika, pa se konačne dimenzije prstena za ukrućenje dobivaju projekcijom dimenzija iz tablice 13-2 na ravninu presjeka, odnosno $h_r = 120 \text{ mm}$ i $t_r = 15 \text{ mm}$.

13.4 Koncentracija naprezanja uslijed deformacija ljuske u meridijalnom smislu

Kako bi se istražila koncentracija naprezanja uslijed nesavršenosti geometrije hemisferičnog čela spremnika u meridijalnom smislu, napravljen je niz odgovarajućih modela i provedena analiza metodom konačnih elemenata. Slika 13-4 prikazuje tipičan model, slika 13-5 detalj tipičnog modela u okolini zavarenog spoja segmenata, a slika 13-6 tipičnu deformaciju mreže konačnih elemenata opterećenog modela, uz istovremeni prikaz nedeformirane mreže.

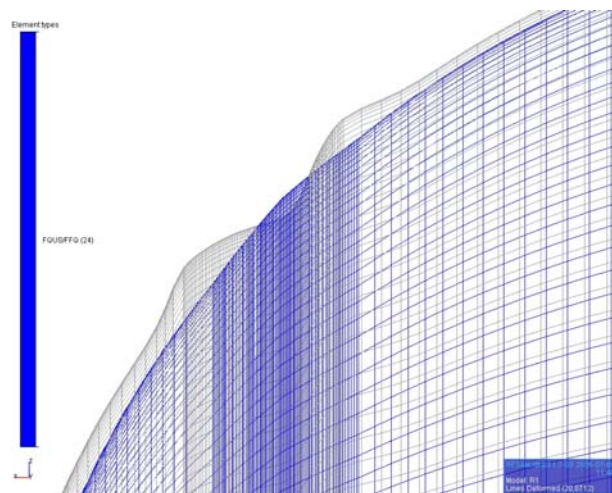


Slika 13-4 Model hemisferičnog čela dvodijelnog spremnika



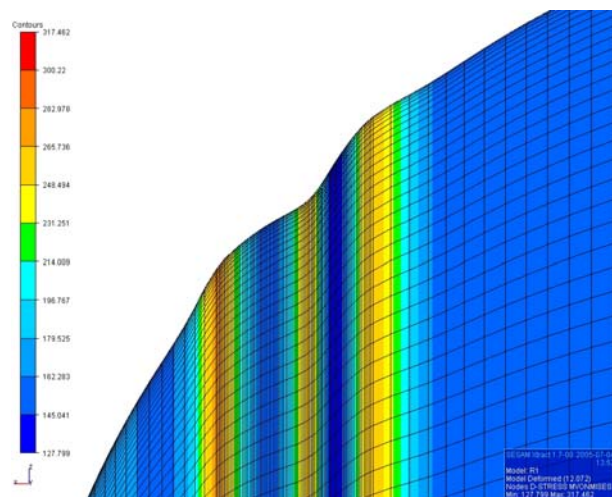
Slika 13-5 Model hemisferičnog čela dvodijelnog spremnika – detalj

Mjesto spoja dvaju segmenata izvedeno je kao spoj dviju konusnih ljuski i modelirano je finom mrežom konačnih elemenata, koja omogućuje određivanje žarišnih naprezanja. Model je uklješten na svom najširem dijelu, odnosno na teorijskom mjestu spoja s cilindričnom ljuskom spremnika. Pri tome se utjecaj rubnih uvjeta na područje od interesa može smatrati zanemarivim. Model se sastoji od 25920 pločastih elemenata (4 čvora po elementu), 26100 čvorova i 156600 stupnjeva slobode. Opterećen je unutarnjim tlakom od 0.62 N/mm^2 , koji predstavlja kombinaciju najviših vrijednosti statičkog i dinamičkog tlaka. Slika 13-6 prikazuje valovitu deformaciju modela ljuske koja nastaje uslijed prisutnosti konusnog spoja na inače pravilnoj hemisferičnoj površini. Konusni spoj unosi dodatnu krutost i uzrokuje negativan progib ljuske na mjestu spoja, odnosno pozitivan progib ljuske na određenoj udaljenosti u oba smjera od mjesta spoja. Prethodno opisano ukrućenje cirkularnog zavora prstenom uklonit će negativan progib u sredini nepravilno deformiranog područja, ali neće utjecati na koncentraciju naprezanja u ispupčenim dijelovima ljuske.

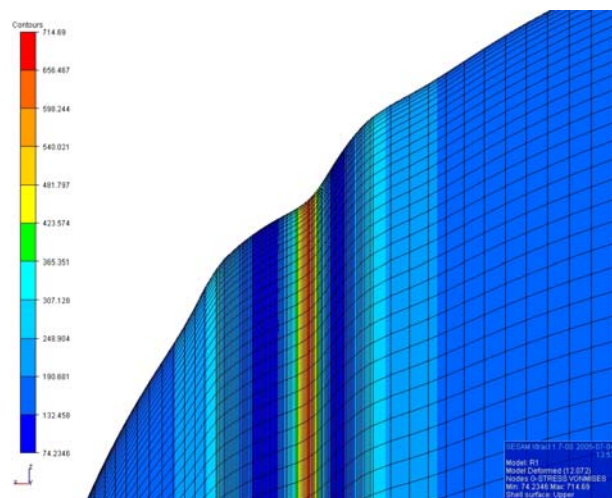


Slika 13-6 Deformacije i nedeformirana mreža modela - detalj

Utjecaj pozitivnog progiba ljuske je vrlo izražen. Izračunata vrijednost membranskih naprezanja doseže 317 N/mm^2 , a ukupnih naprezanja 714 N/mm^2 , slike 13-7 i 13-8.



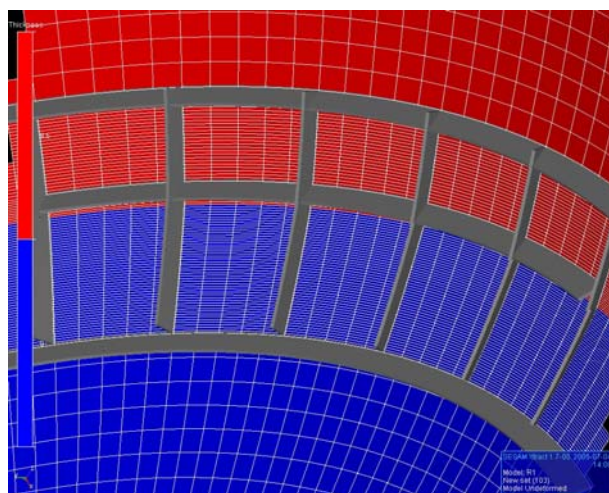
Slika 13-7 Membranska naprezanja u modelu, $d = 30 \text{ mm}$



Slika 13-8 Ukupna naprezanja u modelu, $d = 30 \text{ mm}$

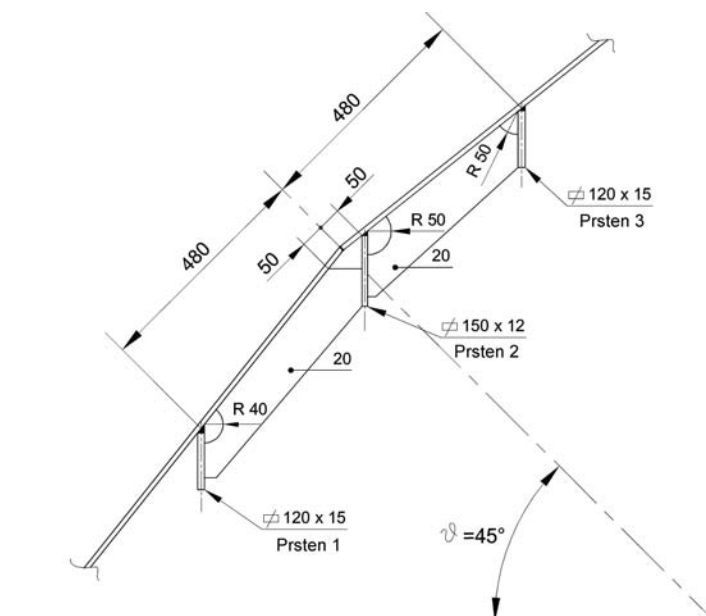
13.5 Sanacija utjecaja meridijalne nesavršenosti ljuske

Kako bi se smanjile deformacije ljuske u meridijalnom smislu potrebno je dodati nove strukturne elemente i tako povećati krutost ljuske u kritičnom području. Alternativa tome je nezahvalan postupak rezanja limova, oblikovanje njihovih rubova i ponovno zavarivanje. Osim što je takav zahvat tehnološki zahtjevniji, uspjeh može izostati zbog opetovane pojave nepravilnosti u geometriji hemisferične ljuske. Stoga je brodogradilište, uz odobrenje klasifikacijskog društva usvojilo prijedlog pojačanja ljuske dodatnim strukturnim elementima. Na mjestima najveće deformacije ljuske dodana su dva prstena za ukrućenje. Istodobno, oni služe kao krajnji oslonci za niz meridijalno postavljenih ukrepa kojima je svrha dodatno smanjiti deformacije i smanjiti naprezanja u tom području. Slika 13-9 prikazuje ljusku pojačanu s dva (vanjska) prstena za ukrućenje i nizom ukrepa.



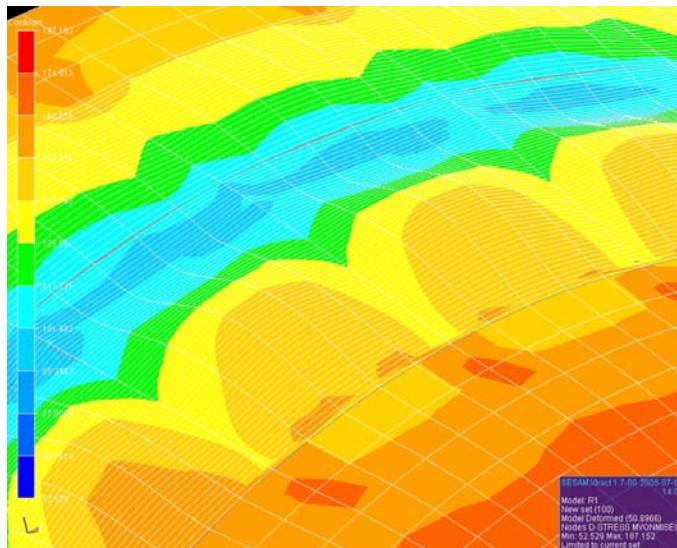
Slika 13-9 Pojačanje ljuske vanjskim prstenovima i ukrepama, detalj

Središnji prsten udaljen je od zavarenog spoja 7mm, a međusobni razmak vanjskih prstenova za ukrućenje iznosi 960mm. Ostale dimenzije prikazane su slikom 13-10.

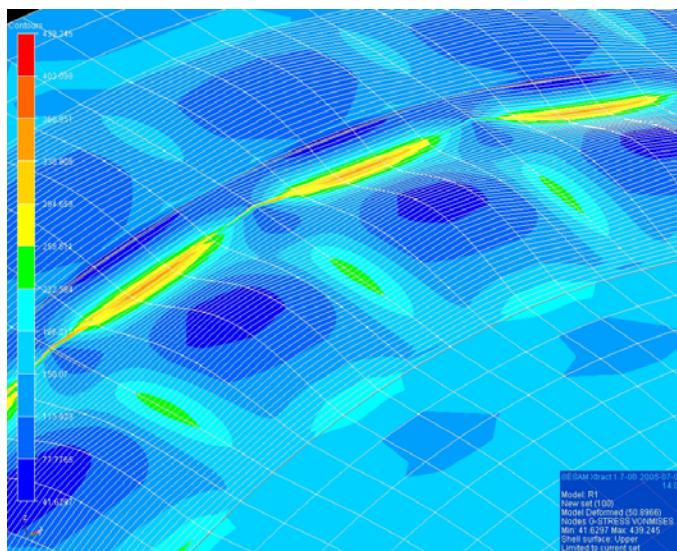


Slika 13-10 Pojačanje hemisferične ljuske prstenovima i ukrepama

Izrađen je niz modela konačnih elemenata kako bi se istražio utjecaj vrijednosti ekscentriciteta d i međusobnog lučnog razmaka ukrepa na rezultirajuća membranska i ukupna naprezanja. Napravljeno je ukupno 12 modela, za sve kombinacije vrijednosti $d = 20, 25$ i 30 mm, te $\Delta\varphi = 8^\circ, 10^\circ, 12^\circ$ i 14° . Rezultati su prikazani slikama 13-11 i 13-12 za jedan od dvanaest mogućih slučajeva, tj. $d = 30$ mm i $\Delta\varphi = 10^\circ$.



Slika 13-11 Membranska naprezanja ukrućenog modela, $d = 30$ mm i $\Delta\varphi = 10^\circ$



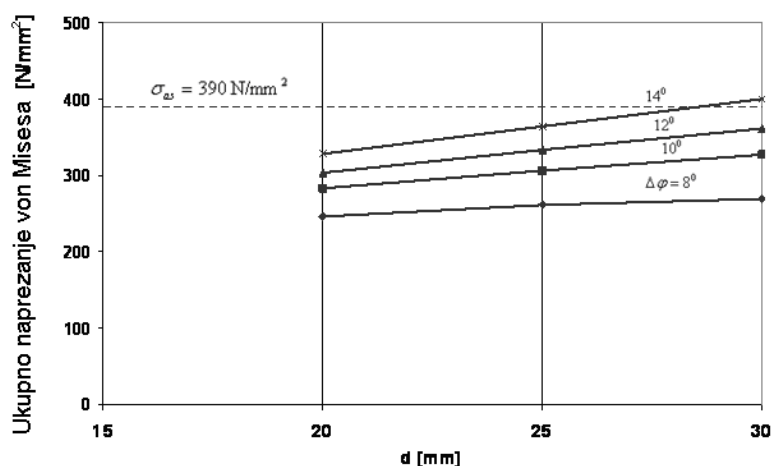
Slika 13-12 Ukupna naprezanja ukrućenog modela, $d = 30$ mm i $\Delta\varphi = 10^\circ$

Sve izračunate vrijednosti prikazane su tablicom 13-3. Vrijednosti glavnih naprezanja izračunata su prema pravilima DNV, linearnom ekstrapolacijom naprezanja u točkama udaljenim $t/2$ i $3 t/2$ od mjesta zavarenog spoja, pri čemu je t debljina ljuske.

Tablica 13-3 Izračunata naprezanja na mjestu zavarenog spoja, ukrućeni model

$\Delta\varphi$	d = 20 mm			d = 25 mm			d = 30 mm		
	von Mises	Glavno	Glavno ekstrap.	von Mises	Glavno	Glavno ekstrap.	von Mises	Glavno	Glavno ekstrap.
8°	246.2	283.9	297.4	261.3	301.8	317.3	269.2	310.5	326.50
10°	283.3	326.4	340.9	306.3	351.5	369.0	327.3	373.9	394.00
12°	303.6	348.6	363.6	333.6	380.6	398.4	361.4	409.6	429.85
14°	328.4	374.3	390.0	364.5	411.7	430.1	400.2	447.3	468.50

Slika 13-13 grafički prikazuje odnos izračunatih vrijednosti ukupnog (von Mises) naprezanja u odnosu na vrijednost dopuštenog ukupnog naprezanja za sve kombinacije vrijednosti deformacija i lučnih razmaka ukrepa.

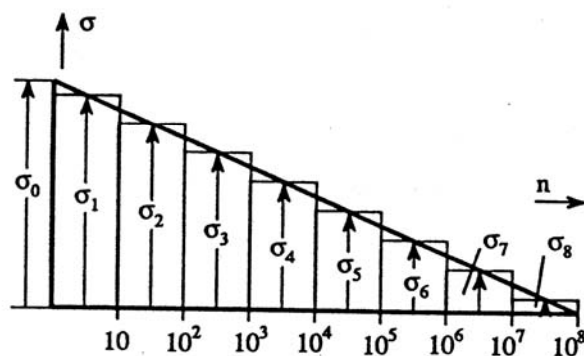


Slika 13-13 Ukupno naprezanje na mjestu zavarenog spoja, ukrućeni model

Na osnovi dijagrama na slici 13-13 odabire se potreban lučni razmak među ukrepama, ovisno o lokalnoj vrijednosti izmjerenih deformacija.

13.6 Analiza zamora

Pojednostavljena analiza dinamičke izdržljivosti pojačane (ukrepljene) strukture obavljena je na osnovi zahtjeva i prema pravilima Germanischer Lloyd, GL I-1-6-4. Pri tome je dugoročna razdioba naprezanja uslijed valnog opterećenja diskretizirana kao na slici 13-14 [GL Rules].



Slika 13-14 Dugoročna razdioba naprezanja (stress blocks)

Naprezanja se određuju izrazom:

$$\sigma_i = \sigma_0 \left(1.0625 - \frac{i}{8} \right)$$

za broj ciklusa opterećenja $n_i = 0.9 \cdot 10^i$, $i = 1, 2, \dots, 8$. Pri tome je σ_0 najvjerojatnije maksimalno naprezanje tijekom čitavog radnog vijeka spremnika ($Q = 10^{-8}$). Broj ciklusa za pripadajuća naprezanja σ_i određen je prema S-N krivulji 125 za zavarene spojeve (sučeonu zavareni spoj glatko obrađen na visinu osnovnog materijala, [GL, 1997]), s parametrima:

$$C(< 5 \cdot 10^6) = 3.906 \cdot 10^{12} \quad m(< 5 \cdot 10^6) = 3$$

$$C(> 5 \cdot 10^6) = 3.313 \cdot 10^{16} \quad m(> 5 \cdot 10^6) = 5$$

Razmatrana su dva slučaja opterećenja:

- prazan spremnik, statički tlak 0 bara i dinamički tlak 1.7 bara (raspon 0 do 1.7 bara)
- potpuno ispunjen spremnik, statički tlak 4.5 bara i dinamički tlak 1.7 bara (raspon od 4.5 do 6.2 bara)

Najvjerojatnije maksimalno naprezanje za vrijednost zamornog oštećenja $D = 1$, tj. za čitav radni vijek broda od 20 godina, izračunat je prema pravilima GL kako prikazuje tablica 13-4 i iznosi $\sigma_{0b} = 376 \text{ N/mm}^2$.

Tablica 13-4 Proračun zamornog oštećenja, potpuno ispunjen spremnik

i	σ	n	N	n/N
1	352.5	9	89177	0.00010
2	305.5	90	136993	0.00066
3	258.5	900	226126	0.00398
4	211.5	9000	412858	0.02180
5	164.5	90000	877475	0.10257
6	117.5	900000	2407790	0.37379
7	70.5	9000000	19022862	0.47311
8	23.5	90000000	462255398	0.01947
$\Sigma = 99999999$				$D = 0.99548$

Vrijednost σ_{oa} određena je sukladno omjerima tlakova $\sigma_{0a} = (p_a / p_b) \sigma_{0b} = 103 \text{ N/mm}^2$. Za tu vrijednost maksimalnog naprezanja zamorno oštećenje iznosi $D = 0.00244$, a izračunato je prema tablici 13-5.

Tablica 13-5 Proračun zamornog oštećenja, prazan spremnik

i	σ	n	N	n/N
1	96.5625	9	4338172	0.00000
2	83.6875	90	8070835	0.00001
3	70.8125	900	18606805	0.00005
4	57.9375	9000	50748438	0.00018
5	45.0625	90000	178297406	0.00050
6	32.1875	900000	958926243	0.00094
7	19.3125	9000000	12331870403	0.00073
8	6.4375	90000000	2996644507985	0.00003
		$\Sigma = 99999999$		D = 0.00244

14. ZAKLJUČAK

Uz naftu, plin je jedan od najvažnijih energenata današnjice. Novootkrivene zalihe plina neprekidno rastu, a sukladno tome i potražnja za njime od strane industrije, transporta, domaćinstava i drugih potrošača. Plin ima umjerenu cijenu, a ujedno je riječ o ekološki vrlo prihvatljivom izvoru energije.

Prijevoz plina, uz transport cjevovodima na kopnu, odvija se morima i rijekama u spremnicima LPG i LNG brodova koji prevoze ukapljene petrolejske plinove, odnosno prirodni plin. Sigurnost tog dijela pomorskog prometa dobro je regulirana strogim pravilima koja vode računa o rizicima transporta, rukovanju i korištenju takvog tereta. Povijest pomorskog prijevoza ukapljenog plina ne bilježi niti jedan značajan incident koji bi bio uzrokom stradanja ljudi ili onečišćenje okoliša.

Pitanje sigurnosti prijevoza ukapljenih plinova brodovima ipak nije zaključeno, štoviše, rizici povezani uz takvu vrst transporta stalno rastu iz niza razloga:

- porast potražnje za plinom povlači za sobom rast flote i gradnju sve većih plovila, sa sve većim spremnicima i novim konstrukcijskim i tehnološkim rješenjima,
- rast tržišta plinom uvjetuje prilagodbu novim zakonitostima tog tržišta - umjesto plovidbe na stalnim rutama u porastu je čarter prijevoz, što postavlja dodatne zahtjeve pri gradnji novih brodova i preispitivanje sposobnosti starih brodova da posluže takvoj svrsi,
- radi smanjenja troškova nastoji se omogućiti siguran prijevoz ukapljenih petrolejskih plinova i u djelomično ispunjenim spremnicima, te prirodnog plina pod tlakom, a ne samo rashlađenog kao do sada,
- sigurnost prijevoza ukapljenog plina odnosi se i na smanjenje, te pouzdano predviđanje ukupnih troškova održavanja LPG i LNG brodova tijekom čitavog njihovog životnog vijeka, itd.

Sve navedeno ukazuje na potrebu trajnog preispitivanja sigurnosti transporta ukapljenih plinova, a posebno na sigurnost konstrukcije brodova i spremnika u njima. Doprinos tomu je i sadržaj ove disertacije.

Pitanje sigurnosti brodskih konstrukcija redovito započinje pravilima klasifikacijskih društava. Ona propisuju gradnju broda, obavljaju nadzor gradnje i kritičnih strukturnih detalja i u konačnici svojim odobrenjem jamče za ispravnost broda prema postojećim pravilima. Kako bi njihova primjena bila jednostavna i brza, pravila su često vrlo jednostavna, zasnivaju se na osnovnim parametrima konstrukcije broda, opća su i ne mogu obuhvatiti specifičnosti svake novogradnje. To ne umanjuje njihovu vrijednost, ali ukazuje na potrebu za dodatnim stručnim i znanstvenim radom kada god ta pravila ne pružaju potrebne odgovore.

Motivacija za izradu ovog rada proistekla je iz prakse: uslijed tehnoloških ograničenja proizvodnog procesa u jednom brodogradilištu, spremnici na brodu za prijevoz ukapljenog plina sastavljeni su na način koji nije idealan. To je uzrokovalo pojavu dodatnih naprezanja u kritičnim spojevima, te potrebu za ispitivanjem sigurnosti takve konstrukcije. Osim pitanja čvrstoće spremnika, a koja se prije izdavanja odobrenja ispituje tlačnom probom, tu je i pitanje dinamičke izdržljivosti zavarenih spojeva uslijed zamora materijala tijekom naknadne eksploatacije broda.

Pronaći odgovore na ta pitanja nije sasvim jednostavno. S jedne strane, zamor materijala započinje na mikroskopskoj razini, najčešće na mjestima visoke koncentracije naprezanja u okolini malih zareza uz vrhove zavarenih spojeva. S druge strane, brod je izrazito velika i kompleksna zavarena konstrukcija, sastavljena od niza različitih strukturnih detalja vrlo složene međusobne interakcije. Uz to, brodske konstrukcije opterećene su valnim opterećenjem uslijed njihanja broda

na valovima uzburkanog mora. Proces zamora materijala započinje još tijekom gradnje broda i spremnika za prijevoz ukapljenog plina, a zatim traje čitavo vrijeme službe. Ukoliko je akumulacija zamornog oštećenja značajna, vjerojatnost pojave pukotina u strukturnim detaljima bit će vrlo vjerojatna.

U sklopu ove disertacije posebno je razmatrano pitanje sigurnosti i dinamičke izdržljivosti strukturnih detalja i zavarenih spojeva spremnika za prijevoz ukapljenih petrolejskih plinova. Oni su po svom obliku najčešće cilindrični ili dvodijelni (bilobe) s uzdužnom pregradom, a sa stanovišta čvrstoće predstavljaju posude pod tlakom. Zbog njihove relativno jednostavne geometrije, naprezanja i deformacije koje se u njima pojavljuju moguće je opisati analitičkim izrazima. Stoga su prikazane osnove teorije tankostijenih rotacijskih ljsaka prema [Senjanović, 1974], na osnovi kojih je provedena teorijska analiza problema u ilustrativnim primjerima na kraju rada.

I sa stanovišta čvrstoće i zamora materijala, jedan od najvažnijih zadataka jest točno određivanje faktora koncentracije naprezanja u kritičnim strukturnim detaljima ili zavarenim spojevima brodske konstrukcije i spremnika. Tom problemu posvećuje se velika pozornost jer o točnosti tog izračuna izravno ovisi procjena statičke i dinamičke izdržljivosti. Na raspolaganju je čitav niz metoda, koje su tek odnedavno sistematizirane kako bi osigurale konzistentnost rezultata. One variraju od najjednostavnijih ekstrapolacija žarišnih naprezanja, pa do vrlo finog modeliranja zareza u korijenu zavara volumnim konačnim elementima. U radu su opisane te metode, a pokazana je i njihova primjena u analizi zavarenog Y-spoja cilindrične ljske i uzdužne pregrade, spoja cilindrične i torusne, te torusne i sferične ljske čela spremnika.

Primjena metode konačnih elemenata u kombinaciji s analitičkim izrazima, kako je pokazano, omogućuje pouzdanu i točnu procjenu stvarnih naprezanja u navedenim kritičnim detaljima. Uz to, na osnovi parametarske analize problema konstruirani su praktični dijagrami ovisnosti potrebnog pojačanja strukture o izmjerenoj vrijednosti ekscentriciteta u Y-spoju. Valja navesti kako u postojećoj i dostupnoj literaturi nije moguće pronaći prethodna istraživanja problema nesavršenosti Y-spoja.

Dinamička izdržljivost konstrukcije uslijed zamora materijala razmatrana je zasebno za zamor uzrokovan visokocikličkim, niskocikličkim i kombiniranim opterećenjem.

Problem visokocikličkog zamora izravno je povezan s valnim opterećenjem broda uslijed njihanja brodske konstrukcije na valovitom moru. Jednostavni proračuni prema pravilima klasifikacijskog društva u stanju su pružiti mjerodavne veličine ubrzanja i tlakova, ali nikako ne mogu pružiti uvid u realističnu distribuciju naprezanja u složenoj geometriji brodske konstrukcije. Tim više, što će se ona razlikovati za svako pojedino stanje mora, stanje krcanja spremnika, brzinu kretanja broda, područje mora ili oceana kojim brod plovi itd. Kako bi se izračunale realistične vrijednost valnog opterećenja potrebno je provesti hidrodinamičku analizu uz varijaciju navedenih parametara. U ovom radu pokazani su problemi koji prate takav proračun: ogroman broj slučajeva opterećenja, izraziti vremenski i tehnički zahtjevi proračuna, generiranje i manipulacija velikom količinom podataka. Jedno od osnovnih pojednostavljenja takve analize jest njeno provođenje unutar linearne teorije i u frekventnoj domeni. Linearna teorija na kojoj se zasniva hidrodinamički proračun valnog opterećenja daje pouzdane rezultate za umjerene vrijednosti valnih visina, a koje su zbog brojnosti ciklusa i najmjerodavnije za naknadni izračun dinamičke izdržljivosti promatranog kritičnog strukturnog detalja. Izračun u frekventnom području omogućuje jednostavnu naknadnu statističku obradu rezultata i izračun zamornog oštećenja i očekivanog životnog vijeka. U radu je provedena potpuna spektralna analiza Y-spoja cilindrične ljske i uzdužne pregrade, a određene su i prijenosne funkcije naprezanja uočenog problema uzdužnih nosača sedlastih oslonaca u skladišnom prostoru dvodijelnog spremnika.

Niskociklički zamor nastaje kao posljedica vrlo visokih vrijednosti naprezanja koje u relativno malom broju ciklusa uzrokuju zamorno oštećenje materijala. To se ponajprije odnosi na zavarene spojeve, koji su zbog svojeg postojanja (diskontinuitet geometrije) i/ili prisutnih nesavršenosti (zarezi, uključci itd) najčešće mjesto koncentracije naprezanja. Visoke vrijednosti niskocikličkog opterećenja uzrokuju plastičnost materijala i akumulaciju zamornog oštećenja u svakom ciklusu. Postoji više vrsta izračuna tih naprezanja, a najjednostavnija od njih je Neubereovo pravilo koje povezuje globalna nazivna i lokalna zarezna naprezanja. Takvom analizom zarezni naprezanja na mjestu Y-spoja uočen je njihov presudni značaj za određivanje preostalog životnog vijeka strukturnog detalja. Niskociklički zamor na tom mjestu bitno više uzrokuje zamorno oštećenje od visokocikličkog zamora.

Konačno, prikazane su postojeće metode određivanja kombiniranog, visokocikličkog i niskocikličkog zamora. One na jednostavan način obuhvaćaju inače složenu interakciju ta dva mehanizma zamora materijala, pa valja spomenuti kako na tom polju tek predstoje sustavna istraživanja. Ipak, pružaju odgovor na pitanje ukupnog očekivanog životnog vijeka promatranog strukturnog detalja.

Može se zaključiti kako je u radu sustavno analiziran problema statičke i dinamičke izdržljivosti zavarenih spojeva kritičnih detalja brodske konstrukcije na brodovima za prijevoz ukapljenog plina. Problem započinje koncentracijom naprezanja na mikroskopskoj razini i raste u mjerilu interakcijom strukturnih detalja u globalnim deformacijama čitave brodske konstrukcije uslijed njihanja na valovitom moru. Istodobno, na raspolaganju je čitav niz analitičkih izraza i numeričkih metoda za provedbu strukturnih, hidrodinamičkih i stohastičkih proračuna s ciljem realističnog modeliranja odziva konstrukcije i izračuna očekivanog životnog vijeka strukturnih detalja. Otuda analiza sigurnosti spremnika i drugih dijelova brodske konstrukcije proizlazi kroz racionalna pojednostavljenja navedenog problema i potrebnih proračuna - kako je prikazano.

15. LITERATURA

- [1] http://www.lr.org/news/articles/shipping_oct02.htm
- [2] I. Senjanović, *"Theory of shells of revolution"*, Brodarski institut, Zagreb, 1972.
- [3] S. Rudan, Y. Garbatov, C. Guedes Soares, "Application of the Spectral Approach for Fatigue Analysis of Marine Structural Details", IMAM 2002.
- [4] Technical Committee II.1, "Quasi-Static Response", Proceedings of the 14th International Ship and Offshore Structures Congress, Vol.1, str. 133-195, Nagasaki, 2000.
- [5] S. A. Namjoshi, S. Mall, *"Fretting behavior of Ti-6Al-4V under combined high cycle and low cycle fatigue loading"*, International Journal of Fatigue 23 (2001) p. 455-461.
- [6] C. Dungey, P. Bowen, *"The effect of combined cycle fatigue upon the fatigue performance of Ti-6Al-4V fan blade material"*, Journal of Materials Processing Technology 153-154 (2004), p. 374-379.
- [7] J. Byrne, R. F. Hall, B.E. Powell, *"Influence of LCF overloads on combined HCF/LCF crack growth"*, International Journal of Fatigue 25 (2003) p. 827-834.
- [8] H. S. Urm, I. S. Yoo, J. H. Heo, S. C. Kim, I. Lotsberg, *"Low Cycle Fatigue Strength Assesment for Ship Structures"*, 9th PRADS Symposium, 2004, Germany.
- [9] J. H. Heo, J. K. Kang, Y. Kim, I. S. Yoo, K. S. Kim, H. S. Urm, *"A Study on the Design Guidance for Low Cycle Fatigue in Ship Structure"*, 9th PRADS Symposium, 2004, Germany.
- [10] *In Turbulence and Shear Flow Phenomena*, 2nd International Symposium (Lindborg, Johansson, Eaton, Humphrey, Kasagi, Leschziner and Sommerfeld, eds.), KTH Stockholm, Sweden, June 27-29, 2001; vol.2, pp.329-334
- [11] *"Safe Havens for Disabled Gas Carriers"*, Society of International Gas Tankers & Terminal Operators Ltd, SIGTTO, 2003.
- [12] <http://www.chesterahoy.com/ships/bd.htm>
- [13] <http://www.purvingertz.com/ogi062600.html>, Ajey Chandra, Ron Gist, Ken Otto, Craig Whitley, *"Continued LPG Demand Growth Changes Historical Trade Patterns"*, Article originally appeared in the June 26, 2000 issue of Oil & Gas Journal.
- [14] <http://www.coltoncompany.com/shipbldg/worldsbldg/gas.htm>
- [15] H. Emi, T. Fujitani, A. Abe, *"Liquefied Gas Carriers"*, Chapter 32, Ship Design and Construction, Editor Tomas Lamb, The Society of Naval Architects and Marine Engineers, 2003.
- [16] M. Watanabe, A. Fushimi, H. Yayima, H. Iizuka, M. Matoba, M. Kinoshita, K. Ando, T. Yamashita, *"Fracture Mechanics Analysis of Independent Prismatic Tank of Low-Temperature LPG Carrier for Verification of IMCO Type B"*, MTB 147, December 1981.
- [17] H. Mayer, H. L. Stark, S. Ambrose, *"Review of fatigue design procedures for pressure vessels"*, International Journal of Pressure Vessels and Piping 77 (2000) p. 775-781.
- [18] I. Senjanović, Z. Mravak, V. Slapničar, I. Gospić, *"Structure Design of Bilobe Cargo Tanks in Liquefied Gas Carriers"*, Brodogradnja, 50 (2002) 3, p. 323-334.

- [19] S. Valsgard, T. Tveitnes, *"LNG Technological Developments and Innovations – Chalanges with Sloshing Model Testing"*, Det Norske Veritas AS Paper Series, No. 2003-P005.
- [20] I. Senjanović, I. Donkov, G. Ciprić, *"Strength Analysis of Swash Bulkhead in Cylindrical Tank of LPG Carrier"*, Brodogradnja, 46 (1998) 1, p. 40-45.
- [21] E. M. Q. Røren, B. Vedeler, J. H. Flatseth, Th. Johannessen, *"Design of ships carrying LPG and LNG"*, Det Norske Veritas, 1975.
- [22] T. Xu, *"Fatigue of Ship Structural Details – Technical Development and Problems"*, Journal of Ship Research, Vol. 41 (1997) p. 318-331.
- [23] S. Rudan, Y. Garbatov, C. Guedes Soares, *"Fatigue strength assessment of ship knuckle details"*, Proceedings of the 13th IMAM, pp 103-110, Ichia, Italy, 2000.
- [24] S. Tomašević, S. Rudan, I. Senjanović; *"Fatigue Life Assesment of Welded Structural Details –Part 2: numerical example"*, Brodogradnja, 52 (2004) 4, p. 307-314.
- [25] O.W. Hughes, P. Franklin, *"Definition and Validation of a Practical Rationally-Based Method for the Fatigue Analysis and Design of Ship Hulls"*, SNAME T&R No.41, 1993.
- [26] O.W. Hughes, *"Ship Structural Design: A Rationally-Based, Computer-Aided, Optimization Approach"*, John Wiley&Sons, NY, 1983.
- [27] S. Rudan, Y. Garbatov, C. Guedes Soares, *"Fatigue Damage Assesment of Side Shell Longitudinals Based on Spectral Approach"*, Brodogradnja, 51 (2003) 3, p. 227-234.
- [28] E. Weiß, M. Rauth, *"FEM-integrated concept for the detailed proof of fatigue strength of nozzle-to-vessel connections"*, International Journal of Pressure Vessels and Piping 77 (2000) p. 215-225.
- [29] L. B. R. Robles, M. A. Buelta, E. Goncalves, G. F. M. Souza, *"A method for evaluation of the fatigue operational life of submarine pressure hulls"*, International Journal of Fatigue (2000) p. 41-52.
- [30] I. Senjanović, S. Rudan, A. M. Ljuština, *"Remedy for Misalignment of Bilobe Cargo Tanks in LPG Carriers "*, Journal of Ship Production, Vol. 20, No.3, August 2004, p. 133-146.
- [31] J. Rudolf, E. Weiß, M. Forster, *"Modeling of welded joints for design against fatigue"*, Engineering with Computers, 19 (2003) p. 142-151.
- [32] S. Rudan, Y. Garbatov, C. Guedes Soares, *"Hot-spot Stress Assesment Based on Different Sea State Conditions"*, Theory and Practice in Shipbuilding in memoriam Prof. Leopold Sorta, Trogir, Croatia, 2002.
- [33] S. Rudan, Y. Garbatov, C. Guedes Soares, *"Prediction of Fatigue Damage in Brackets of very Large Scale Specimens of Ship Structure"*, 8^a Jornadas de Fractura, Portugal, 2002.
- [34] T. R. Gurney, *"Exploratory Investigation of the Significance of the Low Stresses in a Fatigue Loading Spectrum"*, IIW Document No. XIII-1899-01, 2001.
- [35] W. Fricke, R. Wernicke, *"Fatigue Strenth Assesment of Cruciform Joints"*, Practical Design of Ships and Other Floating Structures, 2001, pp. 1061-1069.
- [36] J. Martinsson, *"Fatigue Assessment of Complex Welded Steel Structures"*, Royal Institute of Technology, Stocholm, ISBN 91-2783-968-6, 2005.

- [37] C. M. Sonsino, T. Lagonda, "*Assesment of multiaxial fatigue behaviour of welded joints under combined bending and torsion by application of a fictitious notch radius*", International Journal of Fatigue, 26 (2004), p. 265-279.
- [38] Technical Committee III.2, "Fatigue and Fracture", Proceedings of the 13th International Ship and Offshore Structures Congress, Vol.1, str. 285-331, Trondheim, 1997.
- [39] ..., Bureau Veritas, "Fatigue Strength of Welded Ship Structures", 1997.
- [40] ..., Det Norske Veritas, "Fatigue Assesment of Ship Structures", 2003.
- [41] S. Rudan, Y. Garbatov, C. G. Soares, "Long-Term Fatigue Damage Assesment of Ship Structural Details", FatHTS document, 2000.
- [42] ..., Germanischer Lloyd, "Fatigue Strength of Ship Structures", 1997.
- [43] H. Paetzold, O. Doerk, H. Kierkegaard, "Fatigue Behaviour of Different Bracket Connections", Practical Design of Ships and Other Floating Structures, 2001, pp.1137-1143.
- [44] Technical Committee III.2, "Fatigue and Fracture", Proceedings of the 14th International Ship and Offshore Structures Congress, Vol.1, str. 323-393, Nagasaki, 2000.
- [45] P. Dong, "*A structural stress definition and numerical implementation for fatigue analysis of welded joints*", International Journal of Fatigue, 23 (2001) p. 865-876.
- [46] P. F. Hansen, S. R. Winterstein, "Fatigue Damage in the Side Shells of Ships", Marine Structures, 8 (1995), pp. 631-655.
- [47] J. Andreassen, S. Valsgard, "*Managing Innovation using the Norman Lady and Höegh Galleon as Case Studies*", Det Norske Veritas AS Paper Series, No. 2003-P004.
- [48] A. Almar-Naess, "Fatigue Handbook", Tapir Publishers, Trondheim, 1985.
- [49] ..., Lloyd's Register, "Structural Detail Design Guide", 1996.
- [50] C. M. Sonsino, "Overview of the State-of-the-Art on Multiaxial Fatigue of Welds", IIW document XIII-1716-98/XV-981-98, 1998.
- [51] D. Radaj, "Assesment of Fatigue Strength of Nonwelded and Welded Structures Based on Local Parameters", IIW document XIII-1585-95, 1995.
- [52] D. Sunamoto, T. Yamuachi, M. Matoba, "A New Evaluation Method on the Fatigue Strength of Welded Joints", Mitsubishi Heavy Industries, Ltd., Technical Review, 1979.
- [53] J. Eckerlid, A. Ulfvarson, "Redistribution of Initial Residual Stresses in Ship Structural Details and its Effect on Fatigue", Marine Structures 8, str. 385-406, 1995.
- [54] A. Fatemi, L. Yang, "*Cumulative fatigue damage and life prediction theories: a survey of the state of the art for homogeneous materials*", International Journal of Fatigue, Vol. 20, No. 1, 1998, p. 9-34.
- [55] E. Niemi, "Analysis of Variable Amplitude Fatigue Using Equivalent Constant Amplitude Stress Range", IIW Document No. XIII-1622-96, 1996.
- [56] E. Niemi, "Structural Stress Approach to Fatigue Analysis of Welded Components", IIW Document No. XIII-WG3-06-99, 2000.
- [57] M.R. Andersen, "Fatigue Crack Initiation and Growth in Ship Structures", Ph.D Thesis, Department of Naval Architecture, Tehnical University of Danmark, 1998.

- [58] A. H.-S. Ang, M. C. Cheung, T. A. Shugar, J. D. Fernie, *"Reliability-based fatigue analysis and design of floating structures"*, Marine Structures 14 (2001) p. 25-36.
- [59] I. A. Assakkaf, B. M. Ayyub, *"Reliability-based design for fatigue of marine structures"*, Naval Engineers Journal, ASNE, 2002.
- [60] A. J. Berstad, C. M. Larsen, "Long term accumulation of fatigue damage in ship side structures", Practical Design of Ships and Mobile Units, 1998.
- [61] J. Parunov, *"Prilog matematičkom modeliranju ekstremnog valnog opterećenja brodskih konstrukcija"*, Doktorska disertacija, FSB, 2002.
- [62] O. M. Faltinsen, "Sea Loads on Ships and Offshore Structures", Cambridge University Press, 1990.
- [63] ..., "SESAM User's manual", Det Norske Veritas, Høvik, 2003.
- [64] I. Pavlić, "Statistička teorija i primjena", Tehnička knjiga, Zagreb, 1970.
- [65] W. G. Price, R. E. D. Bishop, "Probabilistic Theory of Ship Dynamics", Chapman and Hall Ltd., London, 1974.
- [66] ..., International Institute of Welding, "Recommendations on Fatigue of Welded Components", IIW Document, XIII-1539-95, 1995.
- [67] L. Slecza, *"Low cycle fatigue strength assesment of butt and fillet weld connection"*, Journal of Constructional Steel Research 60 (2004) p. 701-712.
- [68] N. Mostaghel, R. A. Byrd, *"Inversion of Ramberg-Osgood equation and description of hysteresis loops"*, International Journal of Non-Linear Mechanics 37 (2002) p. 1319-1335.
- [69] R. P. Skelton, H. J. Maier, H. J. Christ, *"The Bauschinger effect, Masing model and the Ramberg-Osgood relation for cyclic deformation in metals"*, Materials Science and Engineering A238 (1997) p. 377-390.
- [70] K. Tateishi, T. Hanji, *"Low cycle fatigue strength of butt-welded steel joint by means of new testing system with image technique"*, International Journal of Fatigue, 26 (2004) p. 1349-1356.
- [71] C. R. Williams, Y.-L. Lee, J. T. Rilly, *"A practical method for statistical analysis of strain-life fatigue data"*, International Journal of Fatigue 25 (2003) p. 427-436.
- [72] E. Pecker, E. Niemi, *"Fatigue crack propagation model based on a local strain approach"*, Journal of Constructional Steel Research 49 (1999) p. 139-155.
- [73] R. Sethuraman, S. V. Gupta, *"Evaluation of notch root elasto-plastic stress-strain state for general loadings using an elastic solution"*, International Journal of Pressure Vessels and Piping 81 (2004) p. 313-325.
- [74] T.-L. Teng, C.-P. Fung, P.-H. Chang, *"Effect of residual stresses on the fatigue of butt joints using thermal elasto-plastic and multiaxial fatigue theory"*, Engineering Failure Analysis 10 (2003) p. 131-151.
- [75] A. Savaidis, G. Savaidis, Ch. Zhang, *"FE fatigue analysis of notched elastic-plastic shaft under multiaxial loading consisting of constant and cyclic components"*, International Journal of Fatigue, 23 (2001) p. 303-315.
- [76] J. Ferreira, C. A. Castiglioni, L. Calado, M. R. Agatino, *"Low cycle fatigue strength assesment of cruciform welded joints"*, Journal of Constructional Steel Research 47 (1998) p. 223-244.

- [77] D. Jelaska, S. Glodez, S. Podrug, *"Closed form expression for fatigue life prediction of combined HCF/LCF loading"*, Facta Universitatis, Vol. 3, No. 13, 2003, p. 635-646.
- [78] G. P. Sendeckyj, *"Constant life diagrams – a historical review"*, International Journal of Fatigue 23 (2001) p. 347-353.
- [79] Jaap Schijve, *"Fatigue of Structures and Materials"*, Kluwer Academic Publishers, 2002.
- [80] M. A. Meggiolaro, J. T. P. Castro, *"Statistical evaluation of strain-life fatigue crack initiation predictions"*, International Journal of Fatigue 26 (2004) p. 463-476.
- [81] S. Rudan, I. Senjanović, *"Fatigue Strength Assesment of a Weld Connection Misalignment in LPG Bilobe Cargo Tanks"*, IMAM 2005, Lisbon, Portugal.
- [82] F. Sherratt, *"Fatigue Life Estimation"*, Engineering Integrity Society.
- [83] M. Knop, R. Jones, L. Molent, C. Wang, *"On the Glinka and Neuber methods for calculating notch tip strains under cyclic load spectra"*, International Journal of Fatigue 22 (2000) p.743-755.
- [84] J.-Y. Lim, S.-G. Hong, S.-B. Lee, *"Application of the local stress-strain approaches in the prediction of fatigue crack initiation life for cyclically non-stabilized and non-Masing steel"*, International Journal of Fatigue xx (2005), p.1-8.
- [85] P. F. Hansen, A. K. Thayamballi, *"Fatigue Damage Considering Whipping Arising from Slamming"*, OMAE'95, New York, 1995, p. 155-163.
- [86] I. Senjanović, S. Rudan, A. M. Ljuština; *"Reinforcement of imperfect bilobe cargo tanks in liquefied gas carriers"*, 3rd International Conference - Welding in Maritime Engineering, 35th CWS Conference, Hvar, Croatia, 2004.
- [87] I. Senjanović, S. Rudan, A. M. Ljuština, S. Tomašević, *"Remedy of misalignment of hemispherical head of bilobe cargo tank, 6500 cbm, GASTANKER, NB236"*, Technical report, FSB, 2005.
- [88] S. Han, S. G. Park, S. H. Jun, J. H. Heo, *"Comparison Study of Spectral Fatigue Analysis for an LNG Carrier"*, 9th PRADS Symposium, 2004, Germany.
- [89] ..., Resolution MSC.5 (48) International Code for the Construction and Equipment of Ships Carrying Liquefied Gases in Bulk", IMO, Edition 1993.
- [90] W. Fricke, *"Fatigue analysis of welded joints: state of development"*, Marine Structures, 16 (2003), p. 185-200.
- [91] ..., *"Requirements concerning gas tankers"*, International Association of Classification Societies, IACS, 1999.
- [92] S. K. Visvanatha, P. V. Straznicky, R. L. Hewitt, *"Influence of strain estimation method on life predictions using the local strain approach"*, International Journal of Fatigue 22 (2000) p. 675-681.

KRATKI ŽIVOTOPIS

Smiljko Rudan rođen je u Puli 8.11.1968. godine. Osnovnu školu i srednju matematičko-informatičku školu završio je u Puli. Godine 1987/88 upisao je studij strojarstva na Fakultetu strojarstva i brodogradnje u Zagrebu, gdje je diplomirao u veljači 1997. godine na smjeru strojarske konstrukcije s radom "Sekundarne rezonancije kod torzijskih vibracija klipnog motora".

Od travnja 1997. godine zaposlen je kao znanstveni novak na Zavodu za brodogradnju i pomorsku tehniku Fakulteta strojarstva i brodogradnje u Zagrebu. U okviru znanstveno-istraživačkog rada bavi se strukturnom analizom brodskih i pomorskih konstrukcija, te sudjeluje u nekoliko složenih strukturnih analiza brodske konstrukcije metodom konačnih elemenata primjenom programskog paketa SESAM.

U tri navrata, početkom 1998., te 1999. i 2000. godine, nalazi se na studijskom boravku pri Instituto Superior Tecnico u Lisabonu u Portugalu, gdje sudjeluje u radu na znanstveno-istraživačkom projektu Evropske zajednice FatHTS, "Fatigue Based Design Rules for the Application of High Tensile Steels in Ships".

Magistrirao je 2002. godine na Fakultetu strojarstva i brodogradnje u Zagrebu s radom "Spektralna analiza zamora brodskih konstrukcija".

Tijekom 2004. i 2005. godine sudjeluje u radu na znanstveno-istraživačkom projektu Evropske zajednice SAND.CORE " Coordination Action on Advanced Sandwich Structures in the Transportation Industry".

Kao autor ili koautor objavio je više od 20 znanstvenih i stručnih radova.

Služi se engleskim i talijanskim jezikom.

SHORT BIOGRAPHY

Smiljko Rudan was born in Pula on November 8th, 1968. He completed elementary education and the Secondary School of Mathematics and Informatics in Pula. In the academic year 1988/89 he enrolled in the study at the Faculty of Mechanical Engineering and Naval Architecture, University of Zagreb, where he obtained the B.Sc. degree in February 1997 at the Department of Mechanical Engineering with the thesis entitled "Secondary Resonance of Torsional Vibrations in Single Cylinder Engine".

Since April 1997 he has worked as a junior researcher at the Department of Naval Architecture and Marine Engineering of the Faculty of Mechanical Engineering and Naval Architecture in Zagreb. His scientific research work includes the structural analysis of the ship and offshore structures. He is also participating in several complex ship construction structural analyses using the finite element method and SESAM software package.

On three occasions, at the beginning of the years 1998, 1999, and 2000, he was a visiting researcher at Instituto Superior Tecnico in Lisbon, Portugal, where he participates in the European Community FatHTS Project "Fatigue Based Design Rules for the Application of High Tensile Steels in Ships".

He obtained the Master degree in 2002 at the Faculty of Mechanical Engineering and Naval Architecture in Zagreb defending the Master thesis "Spectral Fatigue Analysis of Ship Structures".

During 2004 and 2005 he actively participated in the European Community SAND.CORE project, "Coordination Action on Advanced Sandwich Structures in the Transportation Industry".

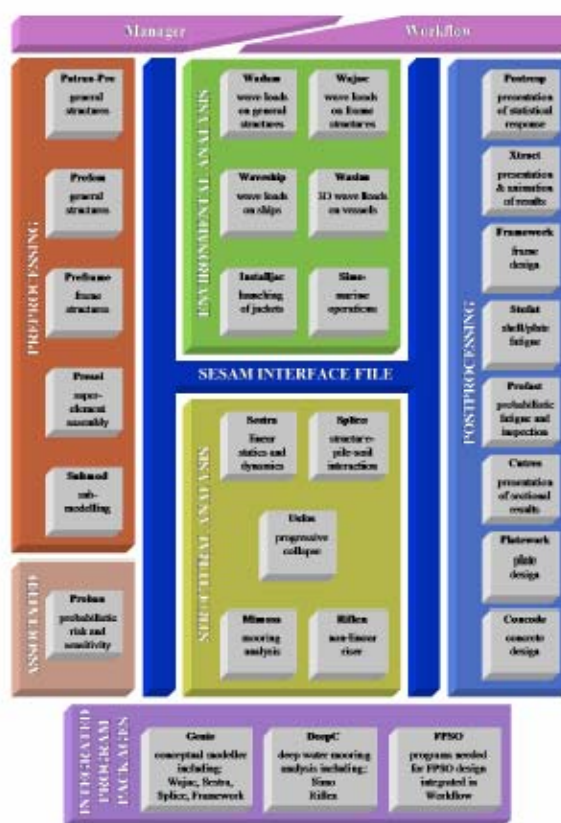
As author or co-author he has published more than 20 scientific papers.

He speaks English and Italian.

Dodatak A

A1 Programski paket SESAM

SESAM je programski paket razvijen od strane klasifikacijskog društva Det Norske Veritas. Osnovna namjena SESAM-a je provedba statičke, dinamičke i hidrodinamičke analize brodskih, pomorskih i drugih konstrukcija. Osnovni programski moduli SESAM-a podijeljeni su u četiri skupine, kako je prikazano slikom A-1.



Slika A-1 Programski paket SESAM – programski moduli

Uz specijalizirane module za generiranje modela, te grafički prikaz i statističku obradu rezultata, najvažniji su moduli SESAM rješavači. Oni za strukturnu analizu namijenjeni su linearnoj i nelinearnoj analizi čvrstoće, dinamičkog odziva strukture, zamora materijala i dr., a oni za hidrodinamičku analizu valnog opterećenja metodom odsječaka ili metodom panela, odziva rešetkaste strukture na valovima, analizi porinuća, sidrenih sustava i dr.

Pojedini programski moduli međusobno razmjenjuju podatke putem ulaznih i izlaznih datoteka kako bi se omogućila djelomična automatizacija postupka proračuna.

A2 Tehnika superelemenata

Statička analiza čvrstoće metodom konačnih elemenata predstavlja rješavanje sustava jednačbi:

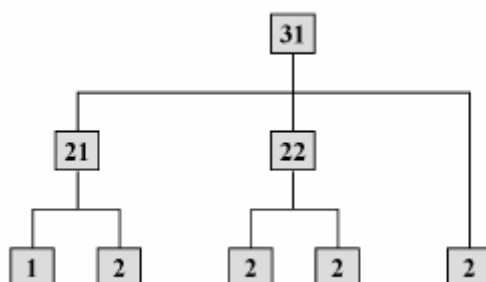
$$\mathbf{K} \cdot \mathbf{r} = \mathbf{R}$$

gdje je \mathbf{K} globalna matrica krutosti sustava, \mathbf{r} vektor pomaka čvorova i \mathbf{R} vektor sila u čvorovima elemenata. Zadavanjem rubnih uvjeta sustav jednačbi se reducira na:

$$\mathbf{K}_{ii} \cdot \mathbf{r} = \mathbf{R}_i \quad (2.1)$$

i odnosi se samo na čvorove sa slobodnim pomacima, označenim indeksom i . Očito porastom broja konačnih elemenata raste i broj jednačbi koje je potrebno odjednom riješiti. Pri detaljnom modeliranju kompleksnih struktura kao što su brodske konstrukcije, preveliki broj stupnjeva slobode modela može uzrokovati probleme uslijed tehničkih ograničenja mogućnosti računala ili programskog paketa.

Tehnikom superelemenata nastoji se prevazići ta ograničenja. Pri tome se čitav model (brod) sastavlja od određenog broja manjih strukturnih modela (pramac, teretni prostori, krma, nadgrađe itd.) koji se nazivaju superelementi. Osnovni strukturni modeli nazivaju se superelementi prve razine, a oni se dalje hijerarhijski sastavljaju u superelemente druge i viših razina, slika A-2. Pri tome su 1 i 2 superelementi prve razine, 21 i 22 druge razine, a 31 superelement treće razine, odnosno model u cijelosti.



Slika A-2 Tri razine superelemenata

Tehnika superelemenata predstavlja smanjenje broja jednačbi kroz eliminaciju unutarnjih stupnjeva slobode - lokalnih za određeni superelement. Ukupan broj čvorova razdvaja se na dvije skupine: unutarnje čvorove \mathbf{r}_i i superčvorove \mathbf{r}_r , te sustav jednačbi postaje:

$$\begin{bmatrix} \mathbf{K}_{rr} & \mathbf{K}_{ri} \\ \mathbf{K}_{ir} & \mathbf{K}_{ii} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \mathbf{r}_r \\ \mathbf{r}_i \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \mathbf{R}_r \\ \mathbf{R}_i \end{bmatrix} \quad (2.2)$$

Iz druge jednačbe iz (2.2) slijedi:

$$\mathbf{r}_i = \mathbf{K}_{ii}^{-1} \mathbf{R}_i - \mathbf{K}_{ii}^{-1} \mathbf{K}_{ir} \mathbf{r}_r$$

odakle uvrštenjem u prvu jednačbu iz (2.2) proizlazi:

$$\mathbf{K}_{\text{red}} = \mathbf{r}_r \mathbf{R}_{\text{red}} \quad (2.3)$$

gdje su:

$$\mathbf{K}_{\text{red}} = \mathbf{K}_{\text{rr}} - \mathbf{K}_{\text{ri}} \mathbf{K}_{\text{ii}}^{-1} \mathbf{K}_{\text{ir}} \quad - \text{reducirana matrica krutosti i}$$

$$\mathbf{R}_{\text{red}} = \mathbf{R}_r - \mathbf{K}_{\text{ri}} \mathbf{K}_{\text{ii}}^{-1} \mathbf{R}_i \quad - \text{reducirani vektor sila.}$$

Iz (2.3) je očito da se superelement može smatrati konačnim elementom čiji su stupnjevi slobode sadržani u superčvorovima. To omogućuje hijerarhijsko spajanje superelemenata, a nakon rješavanja sustava jednadžbi na najvišoj razini pomaci u superčvorovima prenose se na nižu razinu i konačno na osnovnu razinu, kada se određuje polje deformacija u unutarnjim čvorovima osnovnih superelemenata i naprezanja u osnovnim elementima.

Neke osnovne prednosti korištenja tehnike superelemenata su:

- jednostavnije je generirati strukturne modele ako se sastoje od manjeg broja konačnih elemenata,
- osnovne superelemente koji se više puta pojavljuju u strukturi, npr. više jednakih nogu platformi za vađenje nafte, dovoljno je modelirati jedanput i zatim kombinirati u superelement više razine,
- rješava se problem tehničkih ograničenja u radu s računalom kao što su nedostatak memorijskih kapaciteta, umanjena brzina rada i dr.

A3 Tehnika podmodela

Globalni strukturni modeli brodskih konstrukcija redovito su definirani grubom mrežom konačnih elemenata, gdje oni moraju biti relativno veliki kako bi se njihov broj zadržao na prihvatljivoj razini. S druge strane, analiza strukturnih detalja zahtijeva finu mrežu velikog broja malih konačnih elemenata, sposobnih da precizno modeliraju detalj kao što je na primjer vrh zavarenog spoja.

Tehnika podmodela omogućuje nezavisno modeliranje globalnih i finih lokalnih modela - podmodela. Na rubne plohe lokalnog modela prenosi se odgovarajuće polje deformacija iz globalnog modela i to predstavlja "opterećenje" lokalnog modela. Nakon toga slijedi strukturna analiza lokalnog modela.

Dvije osnovne prednosti korištenja tehnike podmodela su:

- globalni i lokalni modeli nastaju nezavisno, s proizvoljnim (ali odgovarajućim) stupnjem finoće mreže konačnih elemenata,
- na osnovi rezultata analize globalnog modela moguće je analizirati proizvoljan broj podmodela, odnosno strukturnih detalja.

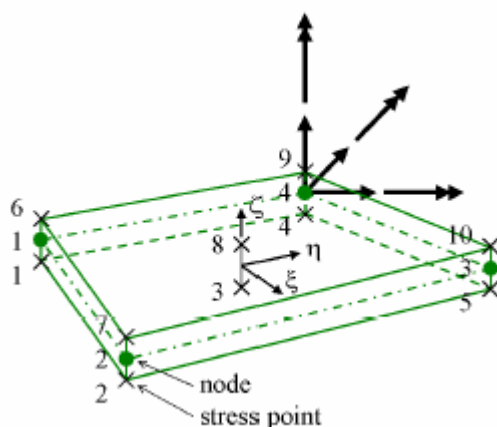
Pri korištenju tehnike podmodela valja voditi računa o slijedećem. Prvo, lokalni model mora biti takve veličine i takvih svojstava da njegov utjecaj na ponašanje globalnog modela ne bi bio značajan. I drugo, rubovi podmodela moraju biti dovoljno udaljeni od mjesta u podmodelu gdje dolazi do izmijenjenog odziva strukture. Zadovoljenjem ta dva uvjeta osigurava se fizikalni smisao dobivenih rješenja.

Korištenje tehnike podmodela u analizi brodskih konstrukcija otežano je prisutnošću hidrodinamičkih sila i tlakova koji nastaju uslijed njihanja broda na valovitom moru. To znači da

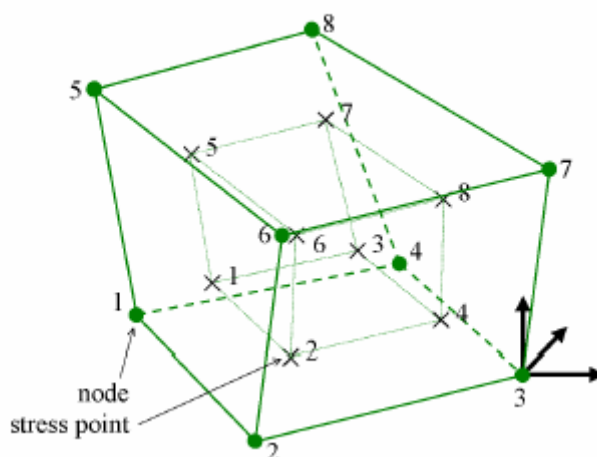
globalne deformacije nisu jedino "opterećenje" koje djeluje na podmodel, već je na njega potrebno narinuti i spomenute sile i tlakove. Unutar programskog paketa SESAM ne postoji automatizirani način prijenosa hidrodinamičkih sila i tlakova na podmodel, već je to potrebno obaviti "ručno", analizom i manipulacijom izlaznih i ulaznih datoteka odgovarajućih programskih modula (Tomašević, 2003). Razumna alternativa tom postupku jest izravno usitnjavanje mreže konačnih elemenata na globalnom modelu, kako je to provedeno u ovom radu.

A4 Konačni elementi u programskom paketu SESAM

Modul za generiranje modela konačnih elemenata, PREFEM, prepoznaje trideset i pet različitih tipova konačnih elemenata kao što su gredni, membranski, pločasti i volumni konačni elementi, s različitim brojem stupnjeva slobode, te kontaktne elemente, opruge, "sendvič" i druge elemente. U ovom radu korišteni su pločasti elementi s tri i četiri čvora po elementu (shell-3node i shell-4node), te volumni elementi sa šest i osam čvorova po elementu (solid-6node i solid-8node). Slike A-3 i A-4 prikazuju neke od tih konačnih elemenata.



Slika A-3 Pločasti element s četiri čvora, šest stupnjeva slobode po čvoru

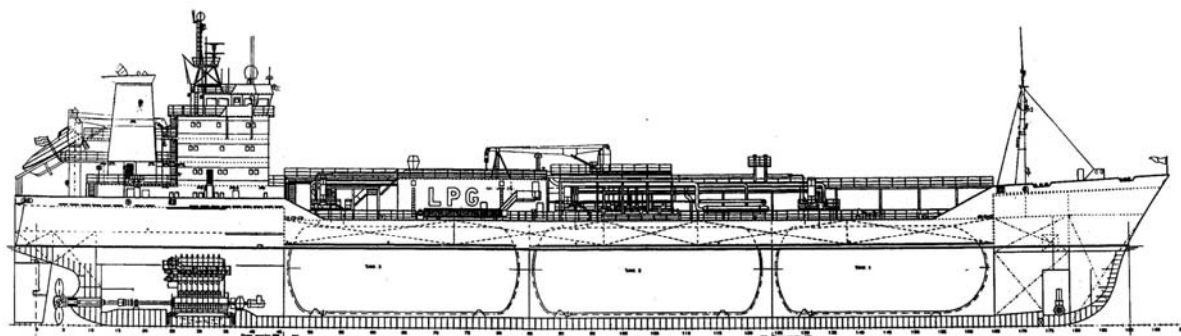


Slika A-4 Volumni element s osam čvorova, tri stupnjeva slobode po čvoru

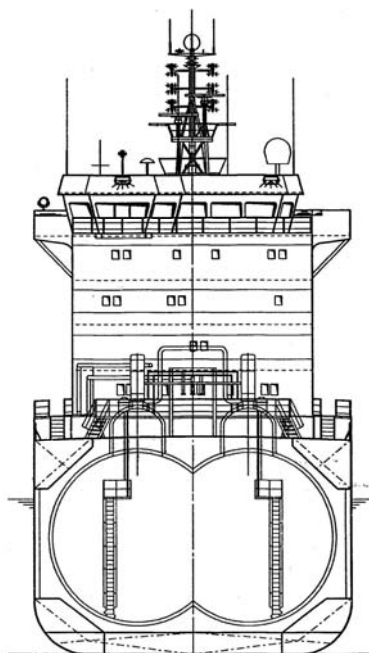
Dodatak B

Brod 1 - LPG 8350 m³

Opći plan LPG brod kapaciteta 8350 m³ prikazan je slikom B-1, a poprečni presjek kroz skladišni prostor istog broda slikom B-2.



Slika B-1 Opći plan LPG broda 8350 m³



Slika B-2 Presjek kroz skladišni prostor LPG broda 8350 m³

Brod je građen u rumunjskom brodogradilištu za njemačkog brodovlasnika, prema pravilima Germanischer Lloyd. Brod je namijenjen prijevozu različitih vrsta ukapljenih petrolejskih plinova, od etilena do vinil klorid monomera čije su specifične težine 0.56 i 0.97 t/m³. Brod sadrži tri dvodijelna spremnika tipa C – spremnik 1 2350 m³ i spremnike 2 i 3 kapaciteta 3000 m³. Spremnika 1 nešto je manji od ostalih spremnika uslijed suženja trupa prema pramcu broda.

Osnovne značajke broda prikazane su tablicom B-1, a osnovne izmjere dvodijelnih spremnika 2 i 3 tablicom B-2.

Tablica B-1 – Osnovne značajke LPG broda, 8350 m³

Dužina preko svega	$L_{oa} = 129.00 \text{ m}$
Dužina između okomica	$L_{pp} = 122.00 \text{ m}$
Širina broda	$B = 17.80 \text{ m}$
Visina broda do glavne palube	$H = 11.90 \text{ m}$
Projektni gaz	$T = 8.60 \text{ m}$
Blok koeficijent	$C_B = 0.716$
Istisnina	$D = 13800 \text{ t}$
Snaga glavnog motora	$P = 6000 \text{ kW}$
Brzina	$v = 16.5 \text{ kn}$

Tablica B-2 – Osnovne značajke dvodijelnih spremnika 2 i 3

Dužina	$l = 25.4 \text{ m}$
Širina	$b = 15.8 \text{ m}$
Polumjer cilindra	$R = 4.75 \text{ m}$
Polumjer sferičnog dijela čela spremnika	$r_s = 7.636 \text{ m}$
Polumjer torusnog dijela čela spremnika	$r_t = 1.47 \text{ m}$
Razmak između središta cilindara	$2a = 6.3 \text{ m}$

Radni uvjeti spremnika prikazani su tablicom B-3, a osnovna mehanička svojstva materijala tablicom B-4. Spremnici su napravljeni od čelika visoke čvrstoće, oznaka 12Ni19, s udjelom nikla ne većim od 5%.

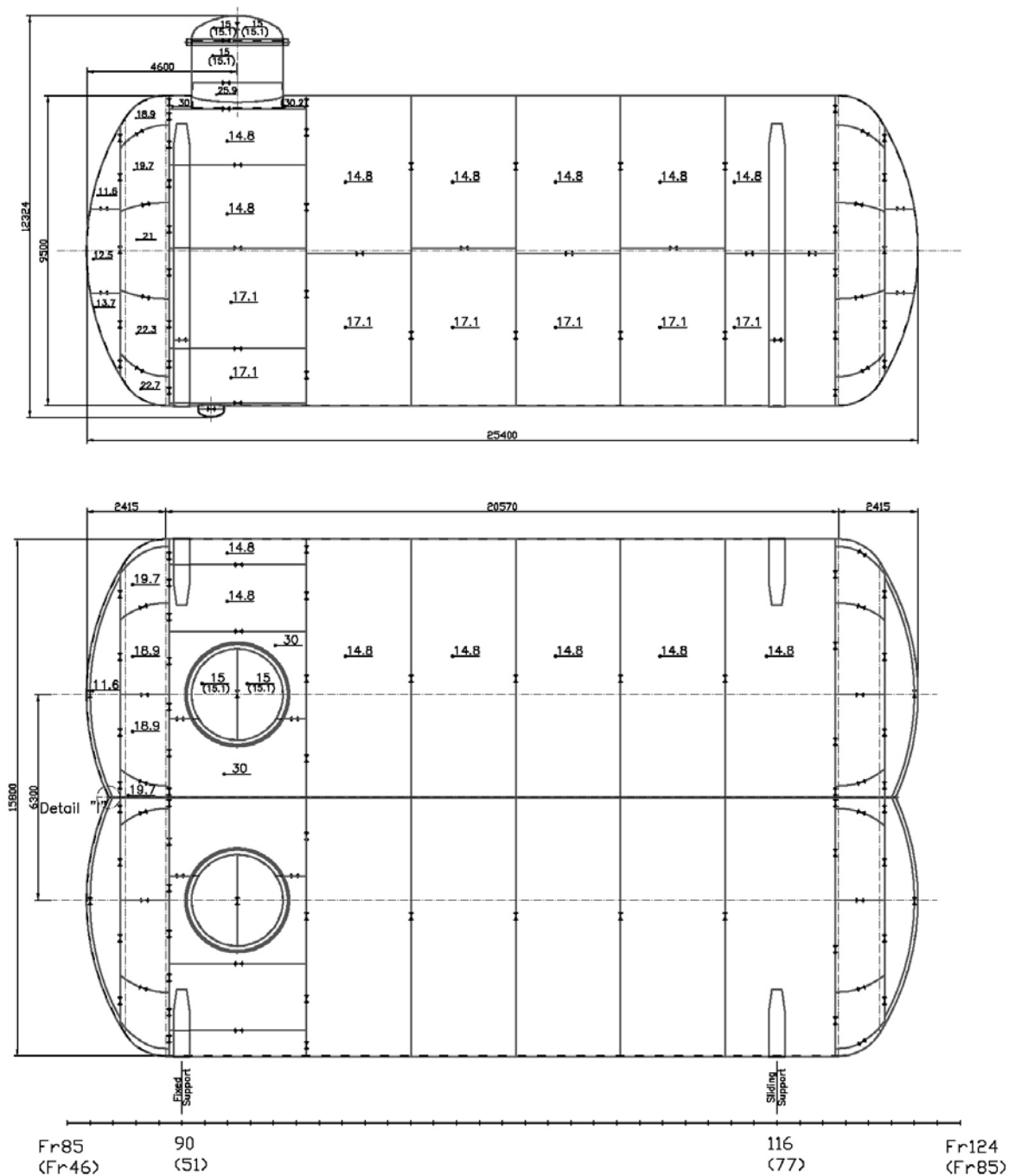
Tablica B-3 - Radni uvjeti spremnika

Projektni tlak (IMO)	4.5 bara
Projektni tlak (USCG)	3.217 bara
Vanjski tlak	0.3 bara
Tlak provjere spremnika	6.75 bara
Radna temperatura	$-104^0 \text{ C do } +45^0 \text{ C}$

Tablica B-4 – Mehanička svojstva materijala spremnika i dopuštena naprezanja

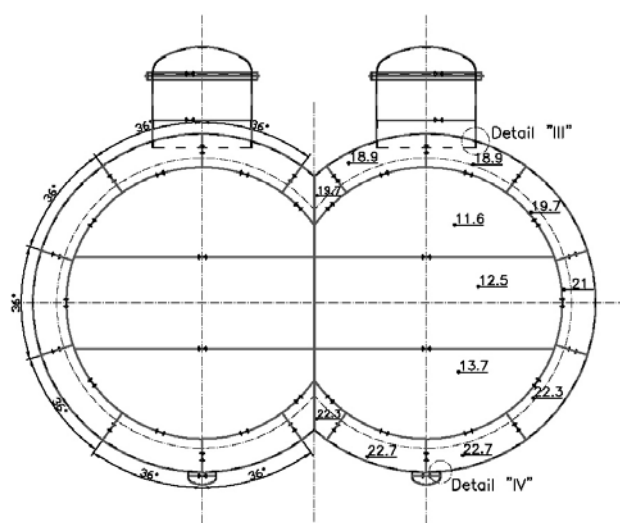
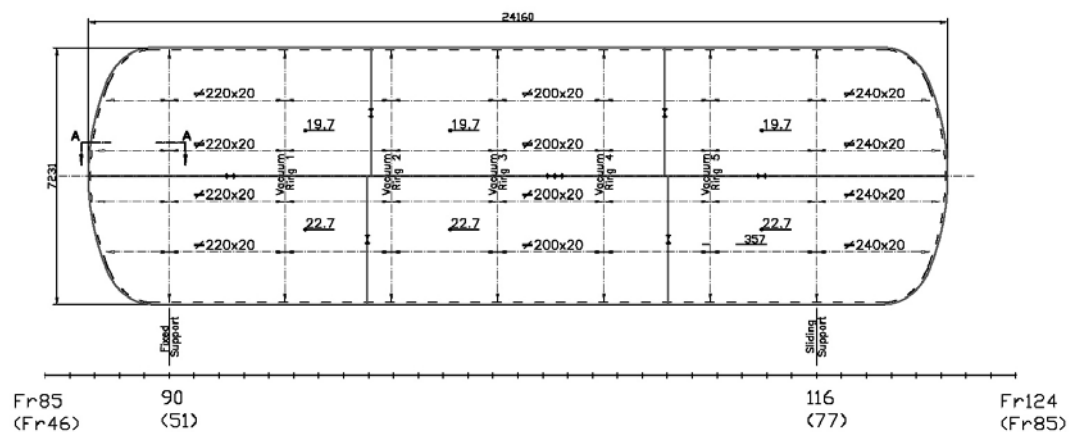
Youngov modul elastičnosti	$E = 2.06 \cdot 10^8 \text{ kN/m}^2$
Poissonov koeficijent	$\nu = 0.3$
Granica tečenja	$R_e = 390 \text{ N/mm}^2$
Vlačna čvrstoća	$R_m = 540 \text{ N/mm}^2$
Dopuštena membranska naprezanja	$\sigma_{am} = 180 \text{ N/mm}^2$
Dopuštenja ukupna naprezanja (membranska i primarna savojna naprezanja)	$\sigma_{at} = 308 \text{ N/mm}^2$
Dopuštena sekundarna naprezanja	$\sigma_{as} = 390 \text{ N/mm}^2$

Nacrt i tlocrt dvodijelnih spremnika 2 i 3 prikazani su slikom B-3.



Slika B-3 Nacrt i tlocrt dvodijelnih spremnika 2 i 3 – LPG 8350 m³

Uzdužna pregrada i čela spremnika 2 i 3 prikazani su slikom B-4. Slika B-5 prikazuje sastavljeni spremnik u brodogradilištu, prije postavljanja izolacije na njega i smještanja u trup broda.



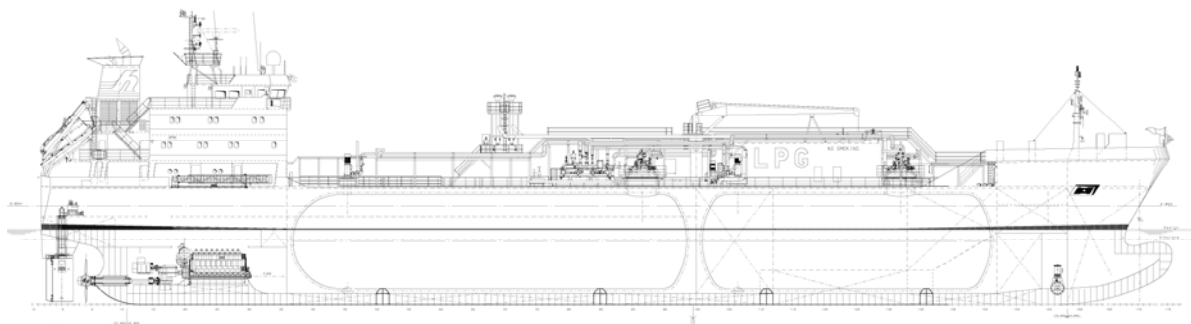
Slika B-4 Uzdužna pregrada i čela dvodijelnih spremnika 2 i 3 – LPG 8350 m³



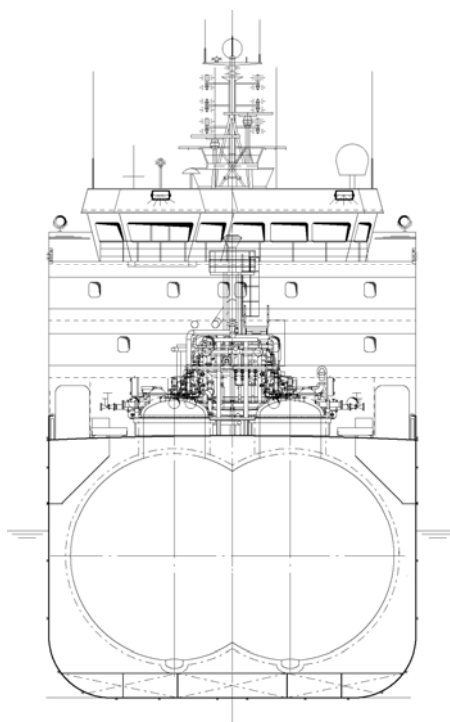
Slika B-5 Jedan od dvodijelnih spremnika u brodogradilištu

Brod 2 - LPG 6500 m³

Opći plan LPG broda kapaciteta 6500 m³ prikazan je slikom B-6, a poprečni presjek kroz skladišni prostor istog broda slikom B-7.



Slika B-6 Opći plan LPG broda 6500 m³



Slika B-7 Presjek kroz skladišni prostor LPG broda 6500 m³

I ovaj je brod građen u rumunjskom brodogradilištu za njemačkog brodovlasnika, prema pravilima Germanischer Lloyd. Brod je namijenjen prijevozu različitih vrsta ukapljenih petrolejskih plinova, od etilena do vinil klorid monomera. Sadrži cilindrični spremnik (spremnik 1) kapaciteta 2000 m³ i dvodijelni spremnik (spremnik 2) kapaciteta 4500 m³.

Osnovne značajke broda prikazane su tablicom B-5, a osnovne izmjere cilindričnog i dvodijelnog spremnika tablicom B-6.

Tablica B-5 Osnovne dimenzije LPG broda, 6500 m³

Dužina preko svega	114.89 m
Dužina između okomica	109.211 m
Širina	16.80 m
Visina do glavne palube	11.825 m
Projektni gaz	7.60 m
Gaz broda nakrcanog etilenom	6.60 m
Brzina broda nakrcanog etilenom	16 kn

Tablica B-6 – Osnovne izmjere cilindričnog spremnika

Dužina	$l = 29.29 \text{ m}$
Polumjer cilindra	$R = 4.75 \text{ m}$
Polumjer sferičnog dijela čela spremnika	$r_s = 7.636 \text{ m}$
Polumjer torusnog dijela čela spremnika	$r_t = 1.47 \text{ m}$

Tablica B-7 – Osnovne izmjere dvodijelnog spremnika

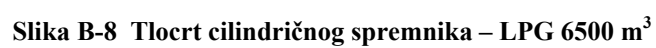
Dužina	$l = 40.0 \text{ m}$
Širina	$b = 14.8 \text{ m}$
Polumjer cilindra	$R = 4.75 \text{ m}$
Polumjer sferičnog dijela čela spremnika	$r_s = 7.636 \text{ m}$
Polumjer torusnog dijela čela spremnika	$r_t = 1.47 \text{ m}$
Razmak između središta cilindara	$2a = 5.3 \text{ m}$

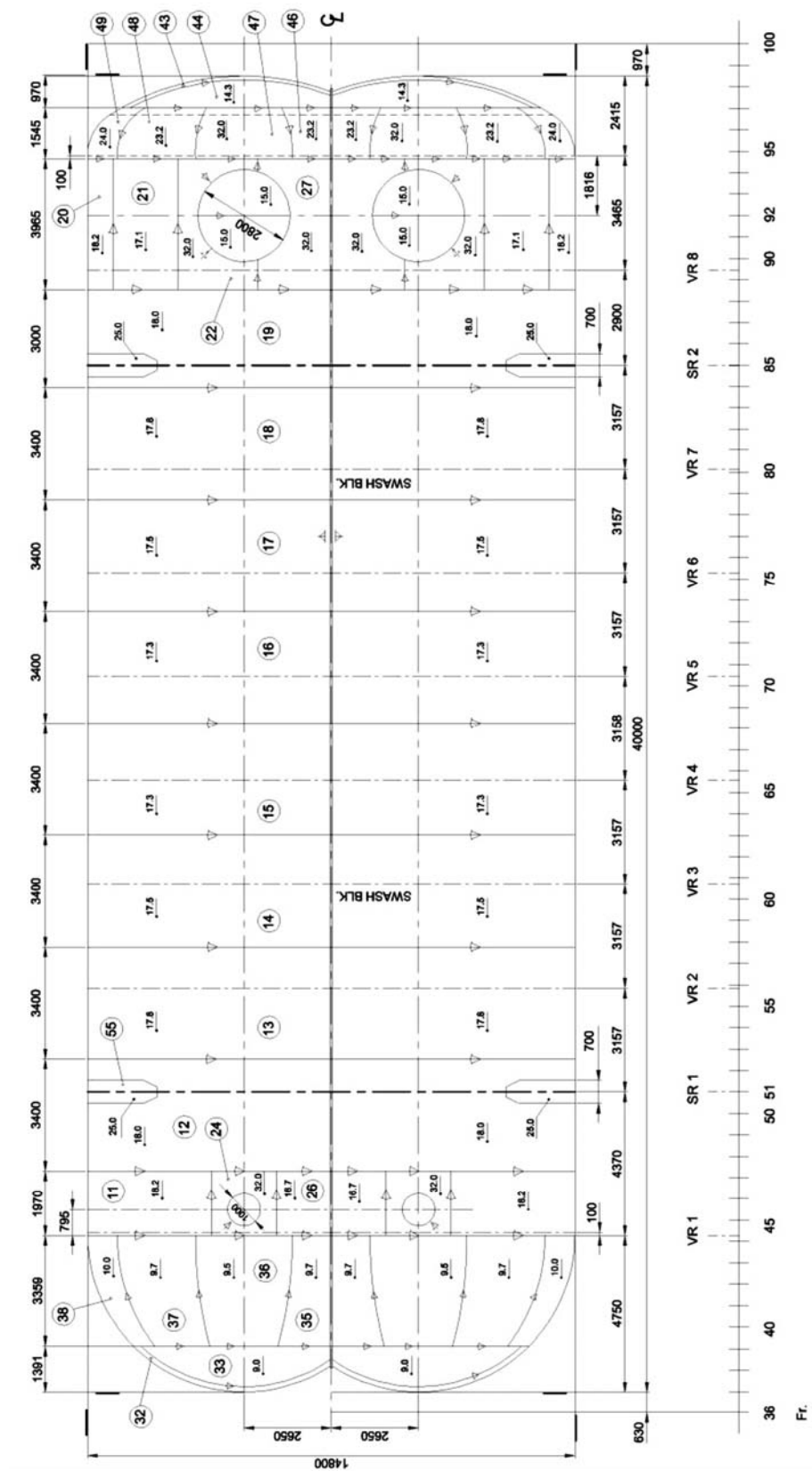
Radni uvjeti spremnika prikazani su tablicom B-8, a osnovna mehanička svojstva materijala i dopuštena naprezanja jednaka su onima iz tablice B-4.

Tablica B-8 - Radni uvjeti spremnika

Projektni tlak (IMO)	4.5 bara
Projektni tlak (USCG)	3.217 bara
Vanjski tlak	0.3 bara
Tlak provjere spremnika	6.75 bara
Radna temperatura	-104° C do $+45^{\circ} \text{ C}$

Slika B-8 prikazuje tlocrt cilindričnog spremnika, a slika B-9 tlocrt dvodijelnog spremnika broda s osnovnim izmjerama.



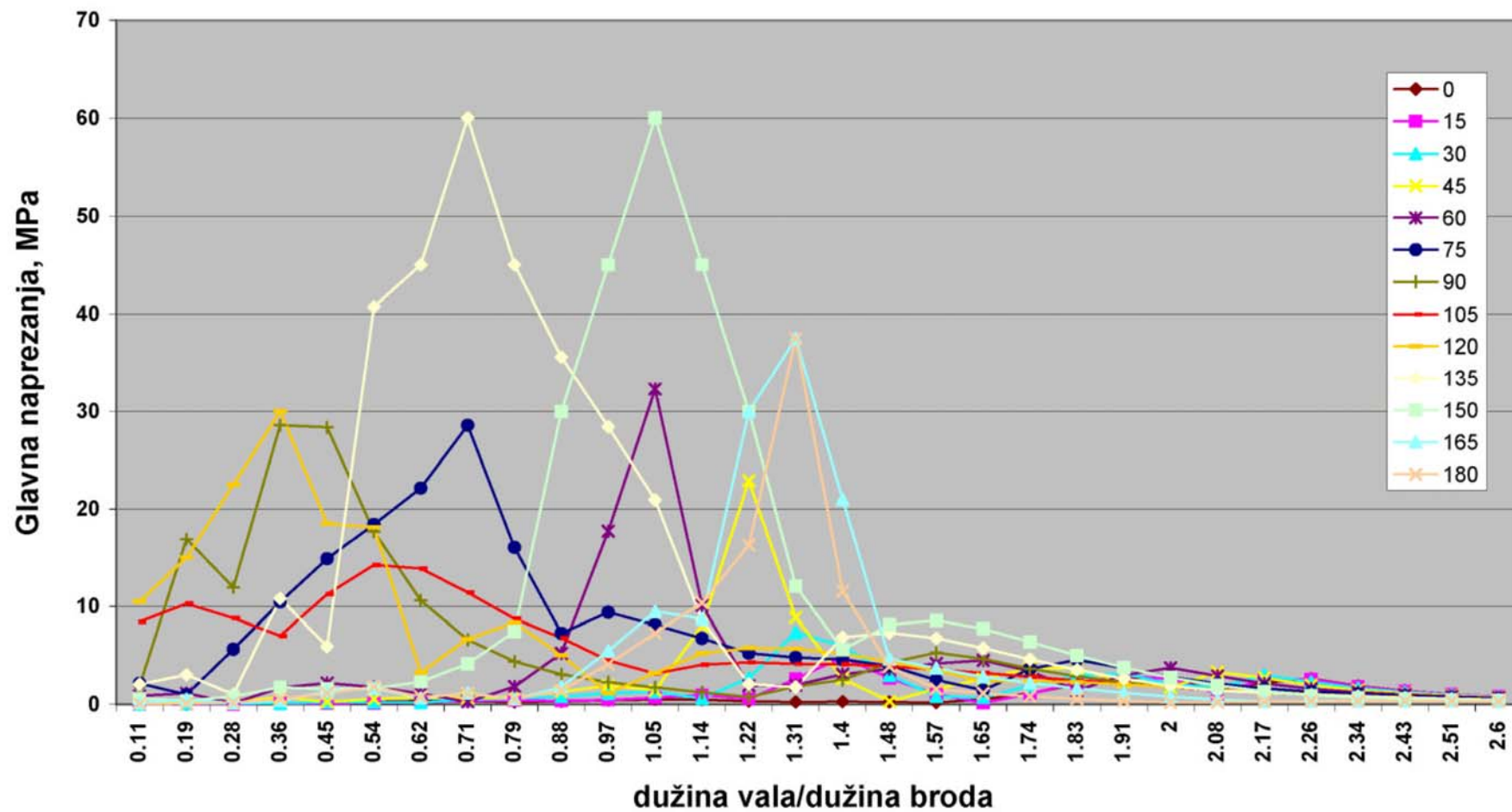


Slika B-9 Tlocrt dvodjelnog spremnika – LPG 6500 m³

Dodatak C

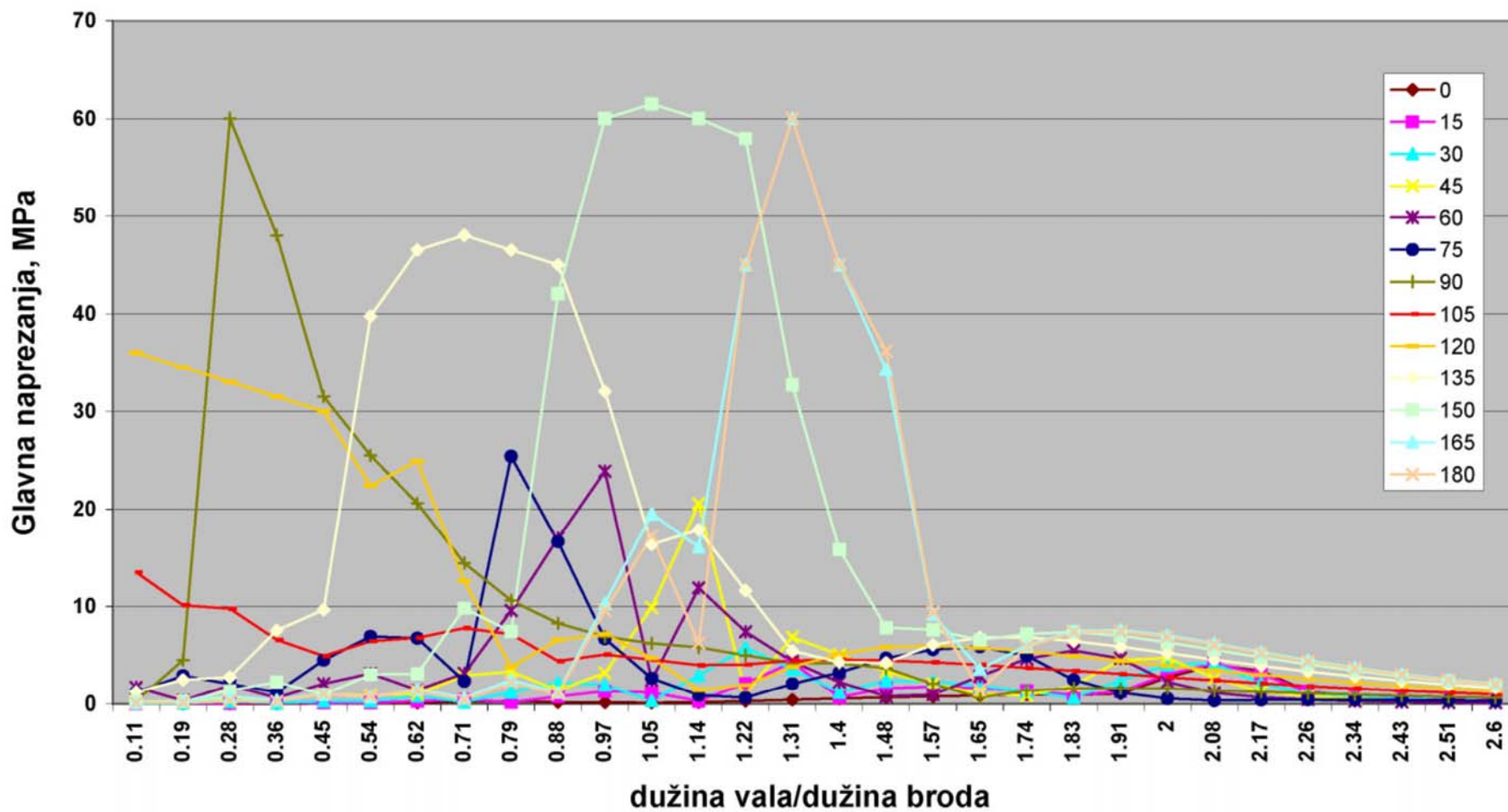
- Slika C-1 Prijenosne funkcije – Y-spoj – Potpuno nakrcan brod – Realna komponenta
- Slika C-2 Prijenosne funkcije – Y-spoj – Potpuno nakrcan brod – Imaginarna komponenta
- Slika C-3 Prijenosne funkcije – Y-spoj – Brod u balastu – Realna komponenta
- Slika C-4 Prijenosne funkcije – Y-spoj – Brod u balastu – Imaginarna komponenta
- Slika C-5 Prijenosne funkcije – Uzdužni nosač dvodna – Potpuno nakrcan brod – Realna komponenta
- Slika C-6 Prijenosne funkcije – Uzdužni nosač dvodna – Potpuno nakrcan brod – Imaginarna komponenta
- Slika C-7 Prijenosne funkcije – Uzdužni nosač dvodna – Brod u balastu – Realna komponenta
- Slika C-8 Prijenosne funkcije – Uzdužni nosač dvodna – Brod u balastu – Imaginarna komponenta

Prijenosne funkcije - Potpuno nakrcan brod - Realna komponenta



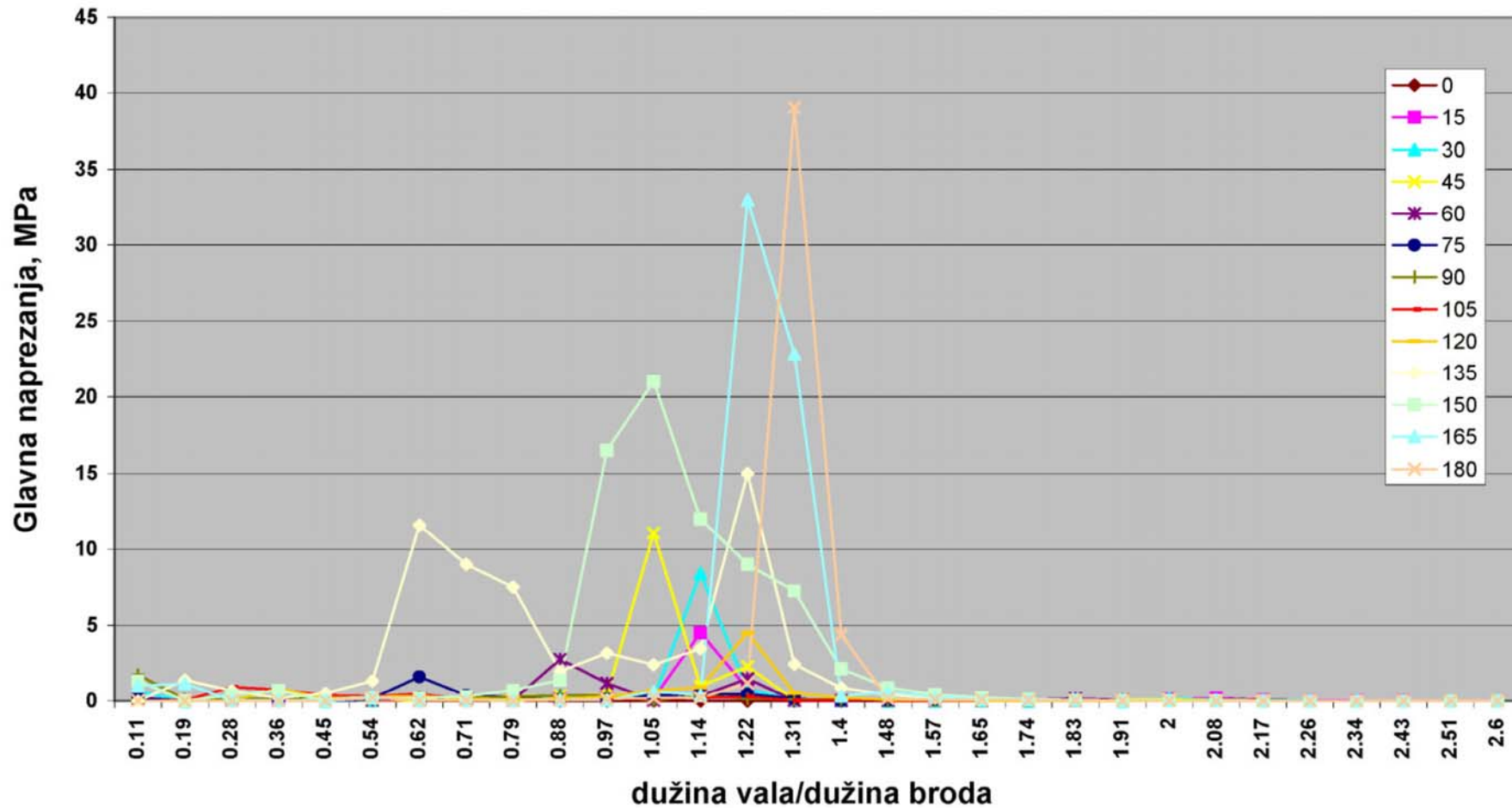
Slika 2 Prijenosne funkcije – Y-spoj – Potpuno nakrcan brod – Realna komponenta

Prijenosne funkcije - Potpuno nakrcan brod - Imaginarna komponenta



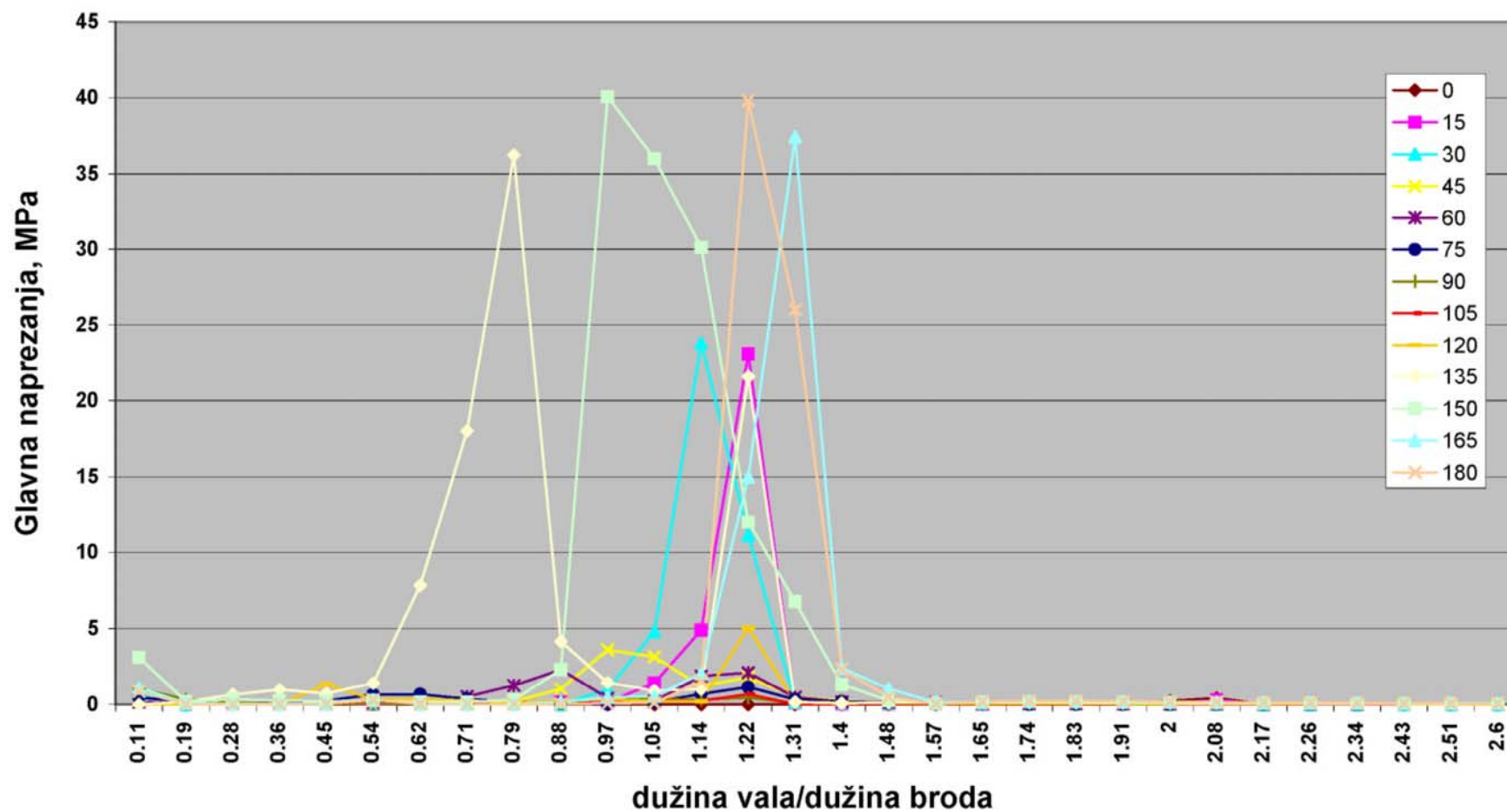
Slika 3 Prijenosne funkcije – Y-spoj – Potpuno nakrcan brod – Imaginarna komponenta

Prijenosne funkcije - Brod u balastu - Realna komponenta



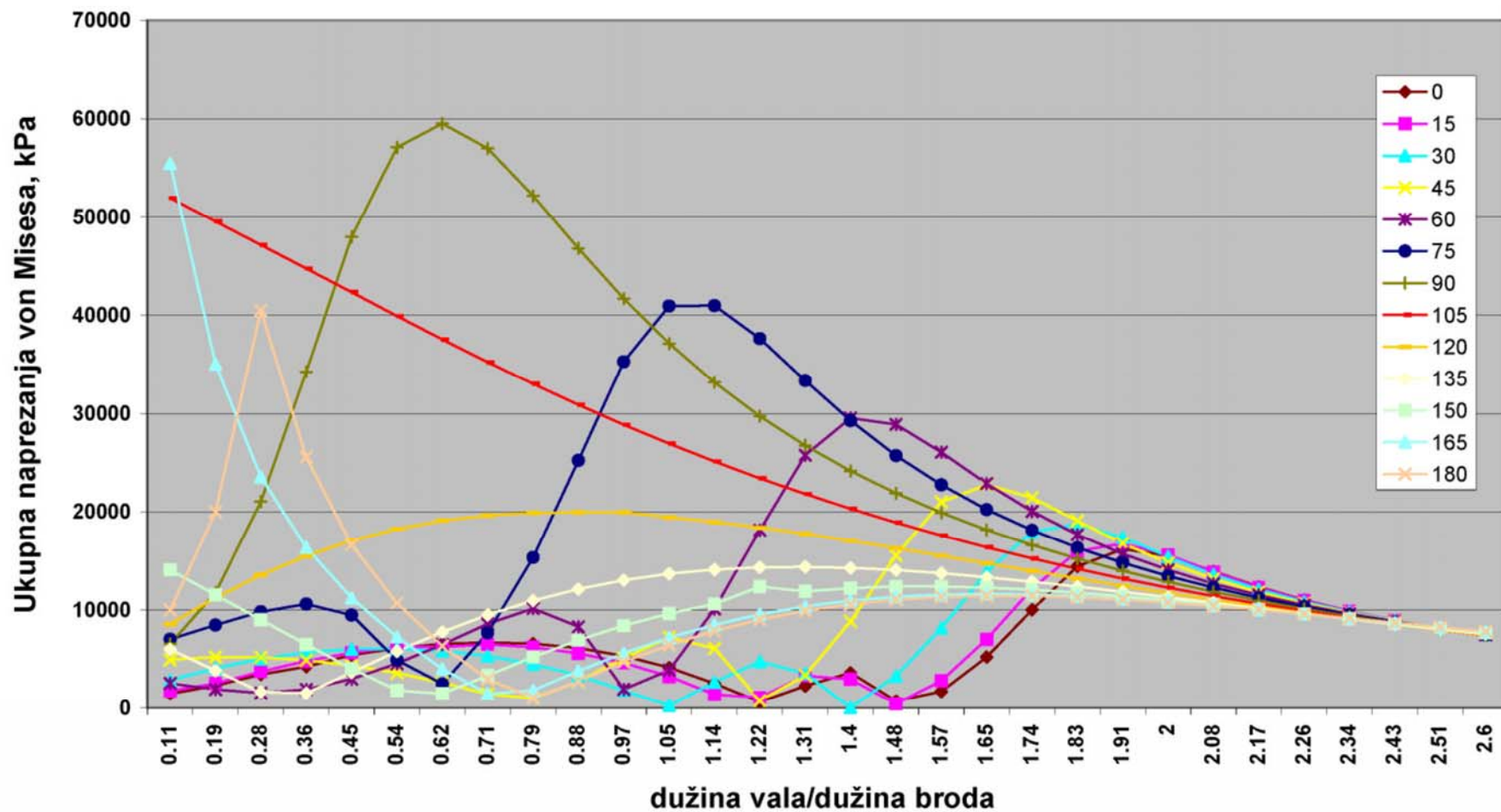
Slika 4 Prijenosne funkcije – Y-spoj – Brod u balastu – Realna komponenta

Prijenosne funkcije - Brod u balastu - Imaginarna komponenta



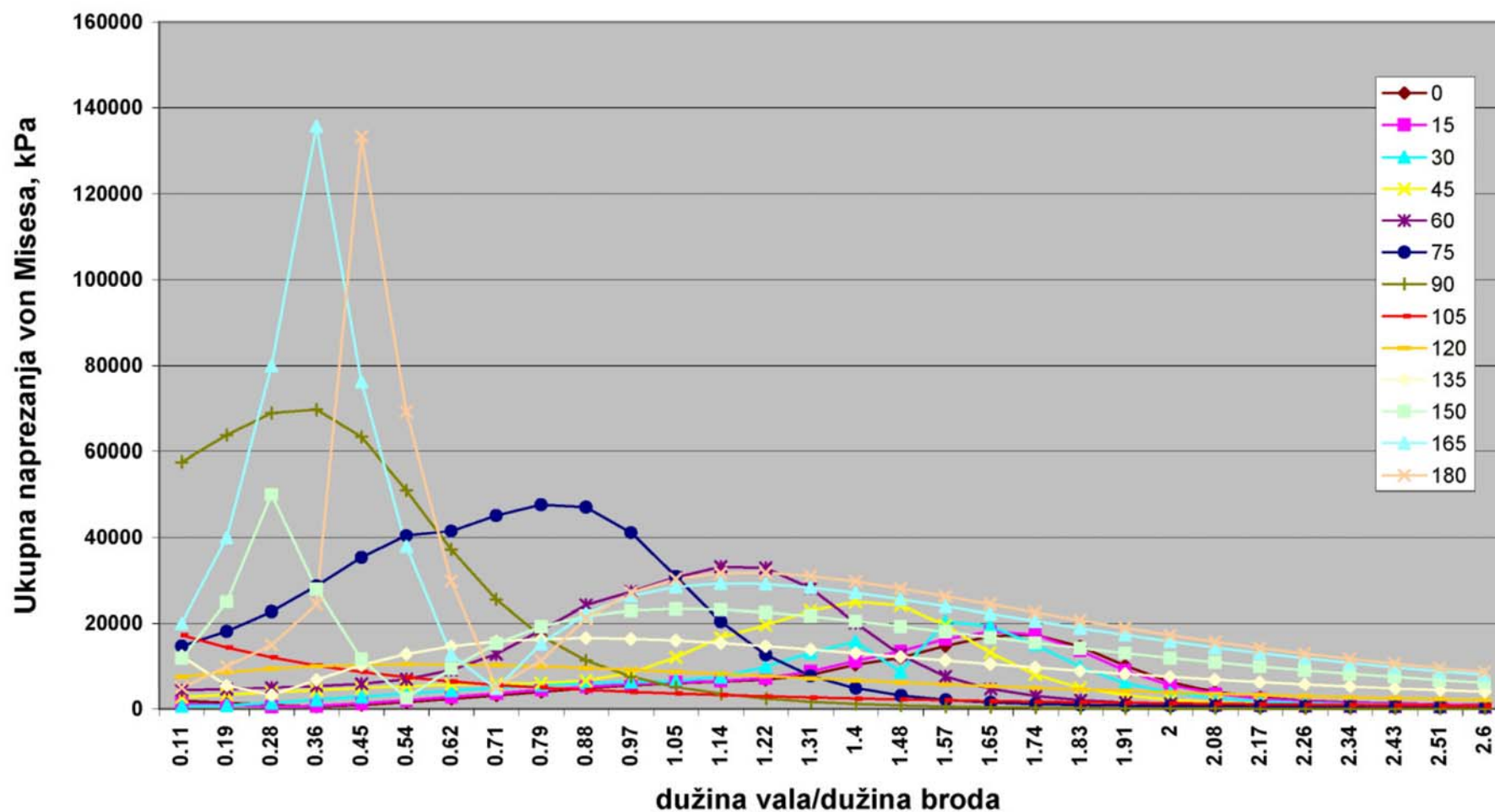
Slika 5 Prijenosne funkcije – Y-spoj – Brod u balastu – Imaginarna komponenta

Prijenosne funkcije - Element 32246 - Potpuno nakrcan brod - Realna komponenta



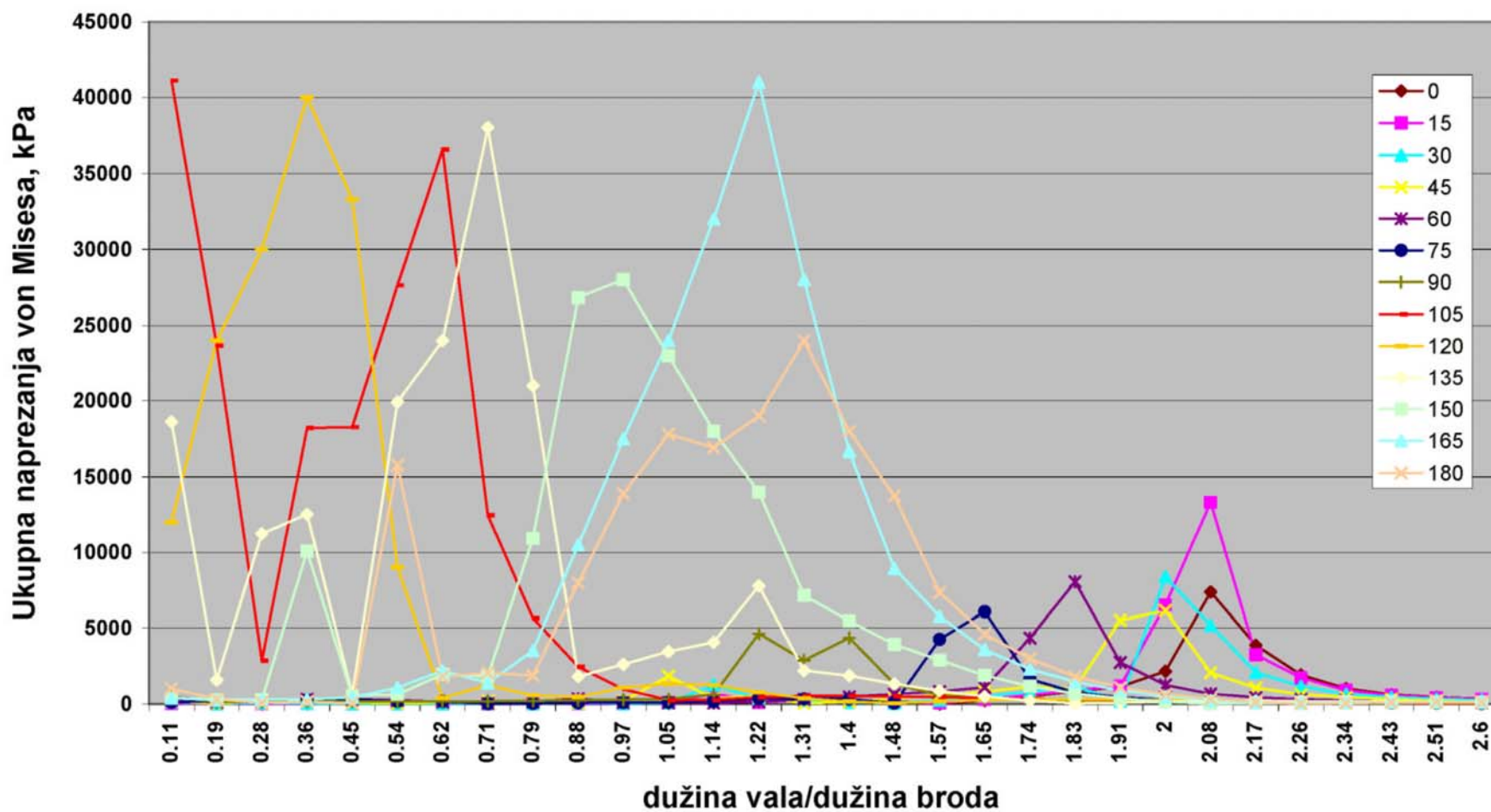
Slika 6 Prijenosne funkcije – Uzdužni nosač dvodna – Potpuno nakrcan brod – Realna komponenta

Prijenosne funkcije - Element 32246 - Potpuno nakrcan brod - Imag. komponenta



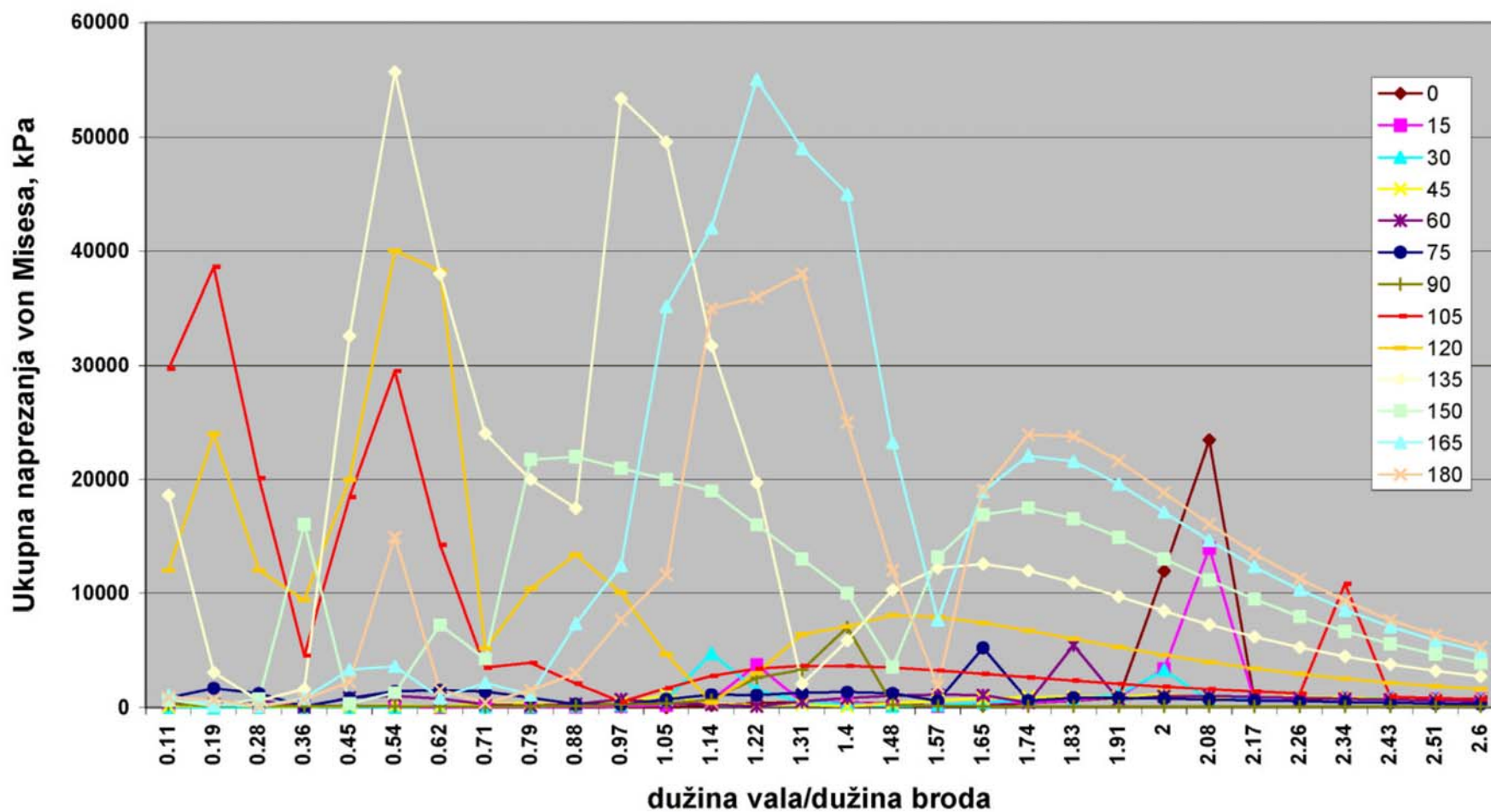
Slika 7 Prijenosne funkcije – Uzdužni nosač dvodna – Potpuno nakrcan brod – Imaginarna komponenta

Prijenosne funkcije - Element 32246 - Brod u balastu - Realna komponenta



Slika 8 Prijenosne funkcije – Uzdužni nosač dvodna – Brod u balastu – Realna komponenta

Prijenosne funkcije - Element 32246 - Brod u balastu - Imaginarna komponenta



Slika 9 Prijenosne funkcije – Uzdužni nosač dvodna – Brod u balastu – Imaginarna komponenta